

ZYLINDERDRUCK-BASIERTE
MODELLIERUNG DES
START- WARMLAUFVERHALTENS
VON
OTTOMOTOREN

Von der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Volker Grajewski

aus: Lüchow

eingereicht am: 02.03.2006

mündliche Prüfung am: 23.10.2006

Referenten: Prof. Dr.-Ing. W. Schumacher

Prof. Dr.-Ing. J.-U. Varchmin

2006

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung	1
2	Überblick Stand der Technik	4
2.1	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor	4
2.2	Maßnahmen zur Reduzierung der HC-Emissionen	6
2.2.1	Konstruktive Maßnahmen.....	6
2.2.2	Abgasnachbehandlung.....	8
2.2.3	Funktionale Kaltstart- und Warmlaufstrategien.....	9
2.2.4	Startsynchronisation.....	12
2.3	Modellierung der Kohlenwasserstoffemission	13
2.4	Zylinderdruckgeführtes Motormanagement	13
2.4.1	Optimierungspotential durch Zylinderdruckinformationen	14
2.4.2	Zylinderdrucksensoren.....	15
2.5	Zielsetzung und Abgrenzung	16
3	Versuchsaufbau und Messtechnik	18
3.1	Versuchsträger	19
3.2	Kaltstartprüfstand	21
3.3	Versuchsfahrzeug	21
3.4	Zylinderdrucksensoren	22
3.4.1	Piezoelektrischer Drucksensor.....	22
3.4.2	Drucksensor nach dem optischen Messprinzip	23
3.4.3	Zusammenfassende Bewertung der Signalqualität.....	28
3.5	Messung der Kohlenwasserstoffemissionen	28
3.5.1	Fast-Flame-Ionisation-Detector (FFID)	28
3.5.2	FFID-Arbeitsspielanalyse.....	29
3.6	Motorsteuergerät	34
3.6.1	Forschungsteuergerät.....	35

3.6.2	Arithmetik-Booster	37
3.7	Applikations- und Messsystem	38
4	Verfahren zur Auswertung von Zylinderdrucksignalen	40
4.1	Nullpunktkorrektur	42
4.1.1	Nullpunktkorrektur über die Polytropenmethode.....	42
4.1.2	Empirische Nullpunktkorrektur über das Füllungsäquivalent.....	43
4.1.3	Restriktionen für den Motorstart.....	44
4.2	Füllungserfassung auf Basis von Zylinderdruckinformationen	47
4.2.1	Konventionelle Methoden zur Füllungserfassung.....	47
4.2.2	Brennraumdruck basierte Methoden zur Füllungserfassung	47
4.2.3	Füllungsäquivalent.....	48
4.2.4	Saugrohrmodell nach der Befüll- und Entleermethode.....	49
4.3	Thermodynamische Auswertung von Zylinderdrucksignalen	52
4.3.1	Energieumsatz und Heizverlauf.....	52
4.3.2	Kenngößen des Summenheizverlaufs	55
4.3.3	Indizierte Arbeit.....	56
4.4	Der Verbrennungskennwert	57
4.4.1	Energieumsatz pro Arbeitsspiel.....	59
4.4.2	Kraftstoffpfad und Gemischbildung	61
5	Verfahrensbeschreibung	68
5.1	Thermoschockkompensation	68
5.1.1	Störgrößen.....	68
5.1.2	Auswirkung des Thermoschocks bei Motorstart.....	69
5.1.3	Modellgestützte Thermoschockkompensation	72
5.1.4	Parameterschätzung der kontinuierlichen Übertragungsfunktion.....	77
5.1.5	Parameterschätzung der diskreten Übertragungsfunktion	82
5.1.6	Vergleich der Verfahren.....	84
5.1.7	Die Wärmestromquelle	85
5.1.8	Rasteroptimierung über Nullpunktfehler.....	88

5.1.9	Zusammenfassung Thermoschockmodell	90
5.2	Kaltstart	90
5.2.1	Korrelationsanalyse der Verbrennungsmerkmale	93
5.2.2	Variation der Einspritzdauer	96
5.2.3	Zusammenfassung der Kaltstartuntersuchungen.....	99
5.3	Warmlauf	99
5.3.1	Lambdamodell	100
5.3.2	Gradientenmodell zur Lambda-Schätzung	107
5.3.3	Kohlenwasserstoff-Modell.....	114
5.4	Steuergeräte-Synchronisation	117
5.4.1	Auswirkung der Synchronisation auf die Umweltbelastung.....	118
5.4.2	Synchronisation ohne Zylinderdruckinformation.....	119
5.4.3	Zylinderdruckbasierte Synchronisation	119
5.4.4	Auslauferkennung über Zylinderdruckinformation.....	123
6	Implementierung und Ergebnisse	127
6.1	Thermoschockmodell	127
6.1.1	Verifikation der Modellordnung am Thermoschockprüfstand ...	127
6.1.2	Referenzdruckverlauf für die Parameteridentifikation	130
6.1.3	Auswirkung auf die Nullpunktkorrektur	135
6.1.4	Auswirkung auf das Saugrohrmodell	137
6.2	Realisierung und Ergebnisse der Lambdamodellierung	138
6.2.1	Struktur des Lambdamodells.....	138
6.2.2	VKW-Modell	139
6.2.3	Bewertung des Verfahrens.....	142
6.3	Gradientenmodell zur Lambda-Schätzung	143
6.3.1	Simulation des reziproken Verbrennungskennwertes	143
6.3.2	Messergebnisse am Fahrzeug	145
6.3.3	Bewertung des Verfahrens.....	146
6.4	Realisierung und Verwendung des HC-Modells	149

6.4.1	Magerlaufgrenze über HC-Modell.....	149
6.4.2	Magerlaufregelung über das HC-Modell	151
6.4.3	Implementierung und Bewertung des Verfahrens.....	153
6.5	Programm	155
6.5.1	Softwarestruktur	155
6.5.2	Programmablauf.....	156
7	Zusammenfassung	157
A.	Anhang	172
A.1	Quantisierung der inkrementellen Drehzahlmessung	172
A.2	Regression	175
A.2.1	Statische Modelle.....	175
A.2.2	Dynamische Modelle	176
A.2.3	Onlinefähiger Rekursiver Schätzer	178
A.3	Diskretisierung	180
A.3.1	Diskretisierung des kontinuierlichen Zustandsraummodells	180
A.3.2	Diskretisierung der kontinuierlichen Übertragungsfunktion	182
A.4	Kraftstoffanalyse	184

VORWORT

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Forschung bei der Volkswagen AG. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Schumacher, der die hochschulseitige Betreuung und die Doktorvaterschaft übernommen hat. Er begleitete diese Arbeit in seiner freundschaftlichen Art und die interessanten Diskussionen gaben mir immer wieder neue Motivation. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Varchmin für die Übernahme des Korreferates.

Ich möchte insbesondere meinen Vorgesetzten Herrn Dr.-Ing. Drückhammer und Herrn Dr.-Ing. Henn danken, die mir diese Promotion ermöglichten, und die mir jederzeit mit fachlichen Diskussionen und Anregungen zur Seite standen.

Ebenso gilt meinen besonderen Dank Herrn Dr.-Ing. Manz und Herrn Dr.-Ing. Jippa, die mich von Beginn an mit ihrer bemerkenswerten fachlichen Kompetenz im Bereich der Thermodynamik unterstützten.

Den Mitarbeitern des „Otto-Teams“ möchte ich für das angenehme, freundliche Arbeitsklima danken. Mein besonderer Dank gilt hierbei Herrn Dipl.-Ing. Rämisch, der jederzeit für wertvolle fachliche Diskussionen offen war.

Des Weiteren möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Seiler bedanken, der mir jederzeit bei Messungen am Kaltstartprüfstand zur Hilfe stand.

Weiterhin sei allen Studenten gedankt, die im Rahmen ihres Praktikums, ihrer Diplom- und Studienarbeiten an dieser Arbeit mitwirkten.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meiner Frau Tanja und bei meinen drei Kindern bedanken, ohne deren Geduld, Verständnis und Rücksichtnahme diese Arbeit nie entstanden wäre.

Ummern, im Mai 2006

Volker Grajewski

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Abkürzung

A/D	Analog-Digital-Wandler
AGR	Abgasrückführung; Beimengung unverbrannten Gases zur Frischluft
ARX	Auto-regressive model with extra variable (stochastisches Prozessmodell)
CARP	California Air Resource Board (kalifornische Abgasgesetzgebung)
CPU	Central Processing Unit (Zentrale Recheneinheit)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DPR	Dual-Ported-RAM (Schreib-Lese-Speicher)
EEPROM	Electrically Erasable Programmable Read Only Memory
EGAS	elektrisch verstellbare Drosselklappe
EMV	elektromagnetische Verträglichkeit
EPA	Environment Protection Agency (Umweltschutzbehörde)
FID	flame-ionisation-detector
FFID	fast-flame-ionisation-detector
FSI	Fuel-Stratified-Injection, Kraftstoff-Direkteinspritzung in den Zylinder
FOSG	Forschungssteuergerät
HC	Kohlenwasserstoff
HFM	Heizfilmluftmassensensor
HMI	Human Machine Interface
KW	Kurbelwinkel
LA3	Lambdameter
LWM	Leitwertmatrix
MPI	Multi-Point-Injection Zylinders selektive Einspritzung in das Saugrohr
OT	oberer Totpunkt
ppm	parts per million
RAM	Random Access Memory (Schreib-Lese-Speicher)
ROM	Read Only Memory (Nur-Lese-Speicher)
SULEV	Super Ultra Low Emission Vehicle
Ti	Einspritzzeit
UT	unterer Totpunkt

ULEV

Ultra Low Emission Vehicle

VW

Volkswagen

ZVF

Zustandsvariablenfilter

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	effektiv Querschnitt des Einspritzventils
f	-	Wichtungsfaktoren für Glättungsverfahren
C_{th}, c_v	J/K	spezifische Wärmekapazität
$d\tilde{V}_{Norm_HUB}$	-	auf Hubvolumen normierte Volumenänderung
$\Delta\dot{H}_A$	W	Verlustwärme Abgas
$\Delta\dot{H}_K$	W	Verlustwärme Kühlsystem
\dot{H}_{HC}	W	Verluste HC-Abgas
$HC(\varphi)$	ppm	kurbelwinkelaufgelöste HC-Konzentration
$\dot{HC}(\varphi)$	ppm/°KW	HC-Konzentrationsgradient
\overline{HC}_{AS}	ppm	mittlere arbeitsspielaufgelöste HC-Konzentration
HC_{Modell}	ppm	modellierter Kohlenwasserstoffkonzentration
\dot{HC}_{Modell}	ppm/s	modellierter Kohlenwasserstoffkonzentrationsgradient
H_o	MJ/kg	oberer Heizwert
H_u	MJ/kg	unterer Heizwert
KW	°	Kurbelwellenposition
Δl	m	Längenänderung
L_{St}	-	stöchiometrisches Verhältnis
m_{adapt}	g	adaptierter Anteil der Kraftstoffmasse
m_K	g	Kraftstoffmasse
\dot{m}_K	kg/h	Kraftstoffmassenstrom
$m_{K,Ampl}$	g	Amplitude der Kraftstoffmassenschwingung
$m_{K,gl}$	g	Gleichanteil der Kraftstoffmassenschwingung
m_{Kth}	g	Kraftstoffbedarf für vollkommene Verbrennung
$m_{K,we}$	g	Wechselanteil der Kraftstoffmassenschwingung
m_L	g	Luftmasse
\dot{m}_L	kg/h	Luftmassenstrom

m_{Lth}	g	theoretischer Luftbedarf für vollkommene Verbrennung
N	-	Anzahl der Stützstellen für das Füllungsäquivalent
n	-	Polytropenexponent
n_{glatt}	-	Glättungsordnung
n_{Mot}	U/min	Motordrehzahl
\tilde{n}_{Mot}	-	normierte Motordrehzahl
$\bar{\tilde{n}}_{Mot}$	-	gemittelte, normierte Motordrehzahl
p	bar	Druck
p_{Abgas}	bar	Abgasgegendruck
p_{Mess}	bar	Zylinderdruck aus Messung
p_K	bar	Kraftstoffraildruck
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
p_{mi_LW}	bar	indizierter Mitteldruck Landungswechselanteil
p_{mi_HD}	bar	indizierter Mitteldruck Hochdruckanteil
p_{Saug}	bar	Saugrohrdruck
$\bar{\tilde{p}}_{Saug}$	bar	gemittelter, normierter Saugrohrdruck
p_{Umg}	bar	Umgebungsdruck
p_{Zyl}	bar	Zylinderdruck offsetkorrigiert
Δp	bar	Differenzdruck
Δp	bar	Korrekturwert für die Nullpunktkorrektur
$\Delta \bar{p}$	bar	Füllungsäquivalent
$\Delta \tilde{\bar{p}}$	-	normiertes Füllungsäquivalent
P_e	W	Nutzleistung
Q_B	J	Energieumsetzung
$Q_{B,max}$	J	gesamte zugeführte Kraftstoffenergie
\dot{Q}_V	W	Verlustleistung
Q_W	J	Wandwärme
Q_H	J	Summenheizverlauf
Q_{max}	J	Maximalwert aus Summenheizverlauf
\dot{Q}_{Umg}	W	Wärmestrom an die Umgebung
$\dot{Q}_{Äquiv}$	-	Wärmestromäquivalent

ΔQ_H	J	Heizverlauf
R	J/kgK	spezielle Gaskonstante
R_{th}	K/W	thermischer Widerstand
$RVKW$	kg/J	reziproker Verbrennungskennwert
$RVKW_{Ampl}$	kg/J	Amplitude reziproker Verbrennungskennwert
$RV\tilde{K}W$	-	normierter reziproker Verbrennungskennwert
s	s	Frequenzvariable der LAPLACE-Transformation
T	K	Gastemperatur
T_i	ms	Einspritzzeit
$T_{1,2}$	s	Zeitkonstanten
T_A	s	Abtastzeit
T_{KW}	K	Kühlmitteltemperatur
\tilde{T}_{KW}	-	normierte Kühlmitteltemperatur
T_{Saug}	K	Saugrohrtemperatur
\tilde{T}_{Saug}	-	normierte Saugrohrtemperatur
T_{Umg}	K	Umgebungstemperatur
t	s	Zeit
ΔT	K	Differenztemperatur, Temperaturänderung
ΔT_{WS}	K	Temperaturdifferenz als Ursache für den Wärmestrom
Δp	bar	Druckänderung
U	J	innere Energie
V	m ³	Volumen
V	-	Verstärkungsfaktor
VKW_{mess}	J/kg	gemessener Verbrennungskennwert
$VKW_{stöch}$	J/kg	Verbrennungskennwert bei stöchiom. Verbrennung
VKW_{korr}	J/kg	adaptiver Korrekturterm
V_{Saug}	m ³	Saugrohrvolumen
ΔV	K	Differenzvolumen
V_{uv}	MJ/kg	Heizwert aller im Abgas vorhandenen Stoffmengen
W	J/cm ³	Arbeit
$w_{i,ges}$	J/cm ³	indizierte Gesamtarbeit
$w_{i,HD}$	J/cm ³	indizierte Hochdruckarbeit

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α_{ZW}	°KW v. OT	Zündwinkel
α	-	Durchflusszahl
φ	°KW	Kurbelwinkel
φ_A	°KW	Integrationsbeginn
φ_E	°KW	Integrationsende
$\varphi_{EÖ}$	°KW	Kurbelwinkel bei Einlass öffnet
$\varphi_{AÖ}$	°KW	Kurbelwinkel bei Auslass öffnet
κ	-	Isentropenexponent
η_{uv}	-	Umsetzungsgrad des vollkommenen Motors
η_{th}	-	theoretischer Umsetzungsgrad
λ	-	Luftverhältnis
λ_{th}	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
λ_{ident}	-	aus Gradientenmodell geschätztes Luftverhältnis
λ_{mod}	-	modelliertes Luftverhältnis
$\lambda_{Sonde}, \lambda_{mess}$	-	gemessenes Luftverhältnis
τ	s	Zeitkonstante
ν	-	Auflösung Winkelmarkengeber
ρ	kg/m ³	spezifisches Gewicht
ω	rad/s	Kreisfrequenz
ϕ_{th}	W	Wärmestrom
ϕ	-	Kraftstoff-Luftverhältnis, Reziprokes Lambda

Matrizen

Symbol	Bedeutung
$\underline{b}^T, \underline{p}^T$	Parametervektor
\underline{I}	Einheitsmatrix
\underline{M}	Messmatrix
$\underline{X}, \underline{A}$	Beobachtungsmatrix
$\underline{\phi}$	Transitionsmatrix

Indizes

Symbol	Einheit	Bedeutung
0	-	Startindex
1, 2	-	Kurbelwinkelindex
A	-	ausströmende Massenströme
AP	-	Arbeitspunkt
Ampl	-	Amplitude

AÖ	°KW	Auslass öffnet
AS	°KW	Auslass schließt
EÖ	°KW	Einlass öffnet
ES	°KW	Einlass schließt
i	-	Laufindex, allgemein
j	-	Laufindex, Glättungsverfahren
max	-	Maximalwert
Mess	-	Messwert
Modell	-	Modellwert
ref	-	Referenzwert bzw. -lage

Kurzfassung

Damit die ständig steigenden Abgasvorschriften moderner PKW-Verbrennungsmotoren auch in Zukunft erfüllt werden können, bieten Brennraumdrucksensoren neue Potentiale für eine zylinderindividuelle Beurteilung und Optimierung der Prozesse im Brennraum.

Während der Start- und Warmlaufphase wird ein Großteil der testrelevanten Kohlenwasserstoff-Emissionen verursacht. Der Grund hierfür liegt in der unbefriedigenden Kraftstoffverdampfung und in der schlechten Gemischbildung, da nur die niedrigsiedenden Bestandteile des Kraftstoffs beim Kaltstart verdampfen und an der Verbrennung teilnehmen können. Da die Information über das Kraftstoff-Luftverhältnis auf Grund der noch nicht betriebsbereiten λ -Sonde erst während der Warmlaufphase verfügbar ist, kann die Kraftstoffdosierung nicht immer optimal erfolgen.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist, den ottomotorischen Kaltstart sowie die anschließende Warmlaufphase mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen thermodynamisch zu analysieren und die Kohlenwasserstoff-Emissionen zu optimieren.

Innerhalb von Kaltstart- und Warmlaufuntersuchungen wird der Zylinderdruck mit Hilfe eines Motorsteuergerätes gemessen, thermodynamisch analysiert und der Heizverlauf als Maß für den Energieumsatz bewertet. Dabei wird untersucht, ob für die einzelne Verbrennung eine individuelle Beurteilung der Gemischbildung aus Merkmalen des Heizverlaufs möglich ist.

Voraussetzung für eine thermodynamische Analyse der Zylinderdruckdaten im Kaltstart ist eine Beurteilung der Betriebsbereitschaft und der Signalqualität der Brennraumdrucksensoren für die ersten Arbeitsspiele ab Motorstart. Da starke Temperaturgradienten einen maßgeblichen Einfluss auf die Signalqualität der Messgröße haben, wird ein Thermoschockmodell entwickelt, das die störenden Effekte modelliert und in „Echtzeit“ kompensieren kann.

Kaltstartuntersuchungen an einem saugrohreinspritzenden Ottomotor zeigen, dass Verbrennungsaussetzer mit Hilfe der Zylinderdruckinformationen erkannt werden können. Größen aus dem Heizverlauf, wie Zündverzug, Brenndauer und Verbrennungsschwerpunktlage liefern bei dem Versuchsmotor hingegen kein eindeutiges Kriterium für eine zyklusindividuelle Klassifikation der Gemischbildung.

Für die Optimierung der Warmlaufphase wird mit Hilfe der Zylinderdruckinformation ein Verbrennungskennwert (VKW) als Maß für die Kraftstoffumsetzung berechnet. Da ein funktionaler Zusammenhang zwischen VKW und dem Luft-Kraftstoffverhältnis besteht, wird mit dessen Hilfe ein mittleres Lambdasignal auf Basis von Zylinderdruckdaten modelliert. Im Motorsteuergerät nicht messbare Größen wie die Kraftstoffqualität, haben einen Quereinfluss auf die Güte des Modells, so dass diese über eine Modelladaption korrigiert werden.

Ein zweites Verfahren ist robust gegenüber Änderungen der Kraftstoffqualität. Hierbei identifiziert ein onlinefähiger, rekursiver Modellschätzer die Lambdaeffizienz der Verbrennung und ermöglicht eine Aussage über das Luft-Kraftstoffverhältnis ohne Modelladaption.

Ein dritter Ansatz berechnet mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen einen Modellwert für die Kohlenwasserstoff-Konzentration der Verbrennung. Mit Hilfe des Modells wird eine Magerlaufregelung realisiert, die den Motor mit Luftüberschuss an seiner individuellen Magerlaufgrenze betreiben kann.

Eine weitere Maßnahme zur Reduzierung der Kohlenwasserstoff-Emissionen liefert eine Verringerung der Anzahl an ungezündeten Arbeitsspielen ab Start. Diese wird durch die Dauer der Synchronisation des Motorsteuergeräts mit der Kurbelwellenposition hervorgerufen und wirkt sich nachweislich negativ auf die kumulative Kohlenwasserstoffemission aus. Um den Vorgang zu optimieren, werden in dieser Arbeit Verfahren mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen vorgestellt. Bei Abstellen des Motors wird das Auspendeln über eine zylinderdruckbasierte Erkennung der Drehrichtung analysiert und liefert die Kurbelwellenposition für den folgenden Start.

Die Zylinderdruckerfassung, die thermodynamische Auswertung der Zylinderdruckdaten, die Berechnungen der Warmlaufmodelle, die Magerlaufregelung sowie die Synchronisationsalgorithmen werden in einem leistungsfähigen Motorsteuergerät in Echtzeit gerechnet und am Versuchsmotor verifiziert.

Abstract

In the drive to ensure that the emission values of modern passenger car combustion engines remain within the levels required by increasingly strict laws, combustion pressure sensors offer new potential for a cylinder-individual analysis and optimisation of the processes taking place in the combustion chamber.

Most of the hydrocarbon emissions during FTP cycle testing are generated during cold starting and warm-up. They are caused by inadequate fuel evaporation and poor fuel mixture generation: only the low-boiling components of the fuel evaporate and can participate in combustion during cold starting. Because the oxygen sensor is not operational at this point in time, no air/fuel ratio information is available before the warm-up phase. This means that fuel metering can not yet be optimised at this point.

This paper describes the thermodynamic analysis of cold starting and subsequent warm-up of an internal combustion engine based on cylinder pressure with the aim of optimising hydrocarbon emissions.

In cold-start and warm-up tests, an electronic control unit was used to measure and thermodynamically analyse the cylinder pressure and evaluate the net heat release rate as a measure of released energy. In the course of testing, the possibility of individually assessing fuel mixture generation from the net heat release rate was investigated.

To allow a thermodynamic analysis of the cylinder pressure data during cold starting, the combustion chamber pressure sensors' state of readiness and signal quality during the engine's first working cycles after startup had to be assessed. A thermal shock model was developed to model and provide real-time compensation for the unwanted effects that adiabatic gradients have on the signal quality of the measured variable.

Cold-start tests with a spark ignition engine with multipoint injection have shown that misfiring can be identified from the cylinder pressure information. Variables derived from the net heat release rate, such as delay and duration of combustion and centre of combustion mass did not provide definitive criteria for a cycle individual classification of the mixture formation with the test engine.

To optimise the warm-up phase, a combustion characteristic was calculated from the cylinder pressure information as a measure for the transformation of the fuel mixture. Because a functional relationship exists between the combustion characteristic and the air/fuel ratio, these values were used to model a mean oxygen signal based on cylinder pressure data. Variables that the engine control unit is unable to measure – such as fuel quality – affect the quality of the model and had to be compensated through an adaptation of the model.

The second method is insensitive to changes in fuel quality. A networkable, recursive model estimator identifies the lambda efficiency of combustion and provides information about the air/fuel ratio without the need for model adaptation.

In the third modelling approach, the cylinder pressure information is used to calculate a model value for the hydrocarbon concentration of combustion. This model was used to implement a lean limit control to operate the engine at its lean limit.

A further measure to cut hydrocarbon emissions is to reduce the engine's number of working cycles from startup before ignition begins. This can be achieved by shortening the engine control unit's synchronisation time with the crankshaft position and was demonstrated to reduce the cumulative emission of hydrocarbons. This paper presents methods to improve this process using cylinder pressure information: When the engine is switched off, pendulum fall-back is analysed through a direction of rotation detection based on cylinder pressure and supplies the crankshaft position for the subsequent start-up.

Cylinder pressure measurement, thermodynamic evaluation of the cylinder pressure data, calculation of the warm-up models, lean limit control and calculation of synchronisation algorithms are performed at real time by a powerful engine control unit and verified on the test engine.

1 Einleitung

Die immer schärferen Abgasvorschriften stellen die Automobilhersteller vor immer höhere Anforderungen. Die europäische Gesetzgebung schreibt ab dem Jahr 2005 eine Kohlenwasserstoffemission (kurz: HC-Emission) von 0,1 g/km vor (EU4). Bis zu 90% der gesamten testrelevanten HC-Emissionen werden während der Start- und Warmlaufphase verursacht. Der Grund hierfür liegt in der unbefriedigenden Gemischbildung, da nur die niedrigsiedenden Bestandteile des Kraftstoffs beim Kaltstart verdampfen und an der Verbrennung teilnehmen können. Zudem ist die Konvertierungsrate des Katalysators im kalten Zustand äußerst gering und eine Information über das Kraftstoff-Luftverhältnis ist auf Grund der noch nicht betriebsbereiten λ -Sonde erst während der Warmlaufphase verfügbar. Eine Lambdaregelung ist somit unmittelbar nach dem Kaltstart noch nicht möglich.

Die Gemischbildungsvorgänge beim Kaltstart sind sehr komplex und von Quereinflüssen wie zum Beispiel der Kraftstoffqualität bestimmt. In der Regel wird beim Kaltstart im Motorsteuergerät die Kraftstoffmassenbestimmung über applizierbare Ansteuermodelle realisiert. Die dabei verwendeten Funktionen werden über verschiedene Kennlinien und Kennfelder approximiert und experimentell an Versuchsmotoren mit einem erheblichen Applikationsaufwand angepasst. Diese Art der Steuerung kann die Unterschiede zwischen den einzelnen Zylindern nicht berücksichtigen, da die verfügbaren Signale wie HFM¹ oder Saugrohrdruck nur als Mittelwert für den gesamten Motor vorliegen. Insbesondere in der Warmlaufphase erwärmen sich die inneren Zylinder schneller als die äußeren, was zu nicht einheitlichen Randbedingungen und somit zu unterschiedlichen Lüftverhältnissen in den einzelnen Zylindern führt.

Da der Verschleiß der Motoren, Alterung und Exemplarsteuerung in der Fertigung der Aktoren unvermeidbar sind, muss bei der Bedatung der Kennfelder ein entsprechender Sicherheitsabstand zur Betriebsgrenze berücksichtigt werden. Hierdurch kann zwar ein sicherer Start und eine aussetzerfreie Warmlaufphase garantiert werden, optimale Emissionswerte werden jedoch nicht in jedem Fall erreicht.

Im Zuge des ULEV- (Ultra Low Emission Vehicle) Konzepte - und SULEV- (Super Ultra Low Emission Vehicle) Emissionsstandards werden erst in jüngster Zeit Skalierungsfaktoren für die Kraftstoffmassenberechnung auch beim Start adaptiert. Über die so genannte Startadaption werden Kraftstoffqualitätsschwankungen im Kundenbetrieb über den Drehzahlgradienten im Hochlauf erkannt und ausgeglichen.

Weitere Probleme bestehen darin, dass die Modellierung der Luftfüllung, berechnet über den Saugrohrdruck, Heißfilmluftmassensensor oder Drosselklappenstellung, gerade in der Startphase auf Grund der hohen Dynamik in der Ansaugluft ungenaue Ergebnisse liefern. So ist die Luftmasse im Zylinder während des Kaltstarts unbekannt. Für eine genaue

¹ **HFM:** Heizfilmluftmassensensor

Zumessung des Kraftstoffs ist aber genau dieser Wert von großer Bedeutung, da das Luft-Kraftstoffverhältnis einen maßgeblichen Einfluss auf die Verbrennung und somit auf die Abgasemission hat.

Bei saugrohreinspritzenden Verfahren wird der Kraftstoff in den Ansaugtrakt gespritzt, so dass besonders beim Start der Kraftstoffniederschlag an der Saugrohrwand berücksichtigt werden muss. Dieser Wandfilmeffekt wirkt als Kraftstoffspeicher im Saugrohr. Für die Entflammbarkeit der Zylinderladung ist nicht die in das Saugrohr eingespritzte Kraftstoffmasse von Bedeutung, sondern nur der im Zylinder zum Zündzeitpunkt vorhandene, verdampfte Anteil.

Über die Druckindizierung können Vorgänge im Zylinder erfasst werden, und eine nachfolgende thermodynamische Analyse kann zylinderselektiv Aufschluss über die Verbrennung geben. Voraussetzung für ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement zur Verbesserung des Kaltstarts ist, dass serientaugliche Drucksensoren auch den hohen Anforderungen im Start gerecht werden. Insbesondere beim Kaltstart ist ein Zylinderdrucksensor großen Temperaturgradienten ausgesetzt, die Verspannungen in der Membran hervorrufen und so das Messsignal verfälschen. Der Fehler ist dem eigentlichen Drucksignal überlagert und wird als Thermoschock bezeichnet. Selbst hochgenaue wassergekühlte Referenzsensoren haben durch diese Kurzzeitdrift nachweisliche Messfehler.

Im Rahmen dieser Arbeit wird über ein Behältermodell eine zylinderdruckbasierte Methode zur Bestimmung der Luftmasse für den Start verifiziert. Ausgehend vom Ergebnis wird ein Thermoschockmodell entwickelt, welches den oben genannten Quereinfluss kompensiert. Dabei wird zunächst die Modellstruktur über ein thermisches Ersatzschaltbild analysiert. Eine Parameteridentifikation ermittelt anschließend mit Hilfe von Messdaten die Modellkoeffizienten. Eine Druckoffsetanalyse des thermoschockkompensierten Druckverlaufs bietet eine zylinderindividuelle Optimierung der Modellparameter. Aus dem korrigierten Zylinderdruck wird über ein Behältermodell eine Modellgröße für den Saugrohrdruck berechnet. Eine Fehlerbetrachtung zwischen Modellgröße und Messwert bewertet die Güte des Gesamtmodells. Weitere thermodynamische Untersuchungen basieren auf dem thermoschockkompensierten Druckverlauf.

Der gesamte Startvorgang wird in dieser Arbeit in zwei Phasen unterteilt. Die erste Phase beschreibt das eigentliche Hochlaufen des Motors. Hier steht als primäres Ziel ein sicheres Starten mit optimalen HC-Emissionen im Vordergrund. Da der Start ein hochdynamischer Vorgang ist, müssen hier Maßnahmen zur Kompensation des Wandfilmeffektes getroffen werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird analysiert, inwieweit ein zylinderdruckgeführtes Motormanagement die Einzelverbrennung zylinder- und zyklusindividuell bezüglich der Gemischbildung charakterisieren kann.

Im Anschluss hieran folgt sofort die zweite Phase. Die Motordrehzahl liegt im Bereich der Leerlaufdrehzahl, λ -Sonde und Katalysator sind noch nicht betriebsbereit. Die Kraftstoffzumessung bis zur Betriebsbereitschaft der λ -Sonde wird in dieser Nachstart- und Warm-

laufphase bei konventionellen Verfahren gesteuert betrieben. In Rahmen dieser Arbeit werden Methoden auf Basis von Zylinderdruckinformationen aufgezeigt, mit deren Hilfe die Nachstartphase geregelt betrieben werden kann.

Über die Zylinderdruckinformation wird ein Verbrennungskennwert berechnet, der in Echtzeit ein Äquivalent zum Umsetzungsgrad darstellt. Der funktionale Zusammenhang zwischen Verbrennungskennwert und Luft-Kraftstoffverhältnis ermöglicht die Modellierung eines mittleren Lambdasignals auf Basis von Zylinderdruckdaten für die Warmlaufphase. Hierbei identifiziert ein onlinefähiger, rekursiver Modellschätzer die Lambdaeffizienz der Verbrennung und ermöglicht somit eine Aussage über das Luft-Kraftstoffverhältnis.

Weiterhin wird mit Hilfe des Verbrennungskennwertes ein Kohlenwasserstoff-Modell entwickelt, das während der Warmlaufphase Aufschluss über die HC-Emissionen liefert. Eine emissionsoptimale Warmlaufphase für Magerlaufkonzepte wird mit Hilfe des HC-Modells realisiert, so dass der Motor mit Luftüberschuss an seiner individuellen Magerlaufgrenze betrieben werden kann.

Die Durchführung der Arbeiten erfolgt an zwei baugleichen Otto-Motoren mit Saugrohreinspritzung. Die Motoren werden mit einem leistungsfähigen Motorsteuergerät betrieben, das eine Zylinderdruckauswertung und die Berechnung der entwickelten Modelle in Echtzeit zulässt. Für gezielte Kaltstartuntersuchungen steht ein klimatisierter Motorprüfstand zur Verfügung, der eine Konditionierung von -20 °C bis $+20\text{ °C}$ ermöglicht. Des Weiteren werden Aufzeichnungen von Messdaten, die Funktionsprüfung und die Modellverifikationen an einem Versuchsfahrzeug vorgenommen. Dieses Versuchsfahrzeug wird in einem klimatisierten Rollenprüfstand betrieben.

2 Überblick Stand der Technik

Der größte Teil der Schadstoffemissionen eines heutigen Ottomotors fällt bereits beim Kaltstart und in der Warmlaufphase an. Etwa 80% der Kohlenwasserstoffemissionen entstehen schon während der ersten 40 Sekunden nach Kaltstart [51]. Die Maßnahmen zur Emissionsreduzierung müssen sowohl durch eine Rohemissionssenkung in der Start- und Nachstartphase als auch durch eine Verkürzung der Warmlaufphase zu einer Minimierung der Summenemissionen führen. Die Kohlenwasserstoffe nehmen hier eine besondere Rolle ein. Im ersten Abschnitt dieses Kapitels werden die Mechanismen zur Entstehung der Kohlenwasserstoffemissionen aufgeführt und bekannte Methoden zur Reduzierung der Emissionen dargestellt. Dabei wird zwischen konstruktiven und funktionalen Maßnahmen unterschieden. Da die Modellierung der Kohlenwasserstoffkonzentration eine zentrale Größe für ein Warmlaufkonzept dieser Arbeit darstellt, werden anschließend bekannte Methoden zur Modellierung der Kohlenwasserstoffemissionen vorgestellt. Abschnitt 2.4 gibt einen allgemeinen Überblick über zylinderdruckgeführte Motormanagementsysteme. Abschließend wird die Zielsetzung und die Abgrenzung der vorliegenden Arbeit erläutert.

2.1 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor

Zu den Kohlenwasserstoffemissionen gehören Kraftstoffanteile, die durch eine unvollständige Verbrennung im Abgas auftreten, zu denen eine Vielzahl unterschiedlicher Verbindungen von Wasserstoff (H) und Kohlenstoff (C) zählen. Die Verbindungen werden oft zwischen Methan (CH_4), nicht-methanhaltigen Kohlenwasserstoffen (NMHC), nicht-methanhaltigen organischen Gasen (NMOG) und Formaldehyd (H_2CO) unterschieden. Kohlenwasserstoffe gelten teilweise und besonders bei Dauereinwirkung als Krebs erregend [69]. Die EPA²- und CARB³-Abgasgesetzgebung unterscheidet in ihren Grenzwertfestlegungen für Kohlenwasserstoffemissionen zwischen den NMOG-Anteilen und dem Formaldehyd. Die europäische Gesetzgebung unterteilt die einzelnen Komponenten nicht und legt eine allgemeine Limitierung der HC-Emissionen fest.

Als Ursache für die Entstehung von HC-Emissionen ist eine Reihe von Bildungsmechanismen bekannt. Unter idealen Bedingungen treten bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoff keine messbaren HC-Konzentrationen auf, so dass die wesentlichen Kohlenwasserstoffemissionen des Ottomotors durch nicht oder nur unvollständig verbrannten Kraftstoff entstehen. Ein weiterer Anteil, verursacht durch ausgestoßenes Motoröl, wird in der Literatur [11] als vergleichbar sehr gering eingeschätzt. Beim Start und im Warmlaufbetrieb steigen die Kohlenwasserstoffemissionen gegenüber dem stöchiometrischen und

² Environment Protection Agency: Abgasgesetzgebung für die Bundesstaaten der USA, ausgenommen Kalifornien

³ California Air Resource Board: kalifornische Abgasgesetzgebung

betriebswarmen Motorbetrieb deutlich an. Gründe hierfür liegen in der schlechteren Gemischaufbereitung infolge der niedrigeren Ansaugluft-, Brennraumwand- und Einlasskanaltemperaturen, sowie im niedrigen Temperaturniveau für die Nachreaktionen im Abgassystem.

Die Entstehung von Kohlenwasserstoffemissionen wurde laut Literatur in der Vergangenheit umfassend untersucht und die verschiedenen Bildungsmechanismen sind bekannt. Als Hauptursache für die Entstehung von Kohlenwasserstoffen beim Ottomotor werden die so genannten Quenching-Effekte, das Vorhandensein flüssiger Kraftstoffanteile im Brennraum sowie Absorption und Desorption von Kraftstoff im Ölfilm und an Brennraumablagerungen angegeben [11].

Bei den Quenching-Effekten handelt es sich um ein Erlöschen der Flammenfront bereits vor dem Erreichen der Brennraumwand. Unterschieden wird zwischen Wall- und Flame-Quenching. Beim Wall-Quenching nimmt die Ausbreitung der Flammenfront auf Grund starker Wärmeabfuhr besonders nahe den kalten Brennraumwänden stark ab. Dieses führt zum Erlöschen der Flamme bereits vor der Zylinderwand und somit zur Bildung einer wandnahen Schicht unverbrannter Kohlenwasserstoffe [79]. Ein Erlöschen der Flamme erfolgt vor allem auch an Spalten (Feuersteg), in denen die Verbrennung nicht vorstoßen kann. Erlischt die Flamme bei bestimmten Last- oder Luftverhältnissen, weil der Reaktionszone mehr Wärme entzogen wird, als die chemische Reaktion zuführt, so wird der Effekt als Flame-Quenching bezeichnet.

Flüssiger Kraftstoff im Brennraum ist eine wesentliche Hauptursache für die Kohlenwasserstoffemissionen beim Ottomotor. Der eingespritzte Kraftstoff kann direkt verdampft oder indirekt über den Kraftstoffwandfilm in den Zylinder eintreten. Da gerade bei kaltem Motor die Bauteiltemperaturen vergleichbar gering sind, kann im Gegensatz zum warmen Motor bereits verdampfter Kraftstoff an den kalten Einlasskanälen oder im Zylinder kondensieren. Voraussetzung für die Verbrennung ist, dass die Flammenfront den Kraftstoff in verdampfter Form erreicht. Ist dies nicht der Fall, bleibt unverbrannter Kraftstoff zurück.

Der unverbrannte Kraftstoff kann zwar in der Nachreaktion umgesetzt werden, jedoch muss der flüssige Anteil in der Nachverbrennungsphase verdampfen und sich rechtzeitig mit dem vorhandenen Sauerstoff vermischen. Die Nachreaktionen sind bei flüssig vorliegendem Kraftstoff in der Regel sehr gering, so dass der unverbrannte Kraftstoff den Zylinder im Ausschietakt verlässt.

Ein Teil des Kraftstoffs, der in der Ansaugphase in den Brennraum gelangt, wird besonders beim kalten Motor durch den Schmierfilm an der Zylinderwand absorbiert und in der nachfolgenden Expansionsphase wieder desorbiert. Durch die Bildung von Brennraumablagerungen am Zylinderkopf, an den Ventilen und am Kolben wird ebenfalls flüssiger Kraftstoff absorbiert und in der Ausschiephase wieder desorbiert.

2.2 Maßnahmen zur Reduzierung der HC-Emissionen

Bei den Maßnahmen zur Reduzierung der HC-Rohemissionen kann zwischen konstruktiven und funktionalen Maßnahmen unterschieden werden. Gerade in jüngster Zeit konnten die hohen Anforderungen für den US-Abgasstandard ULEV und SULEV nur durch eine ganzheitliche Optimierung des Triebwerks und durch Verbesserungen der Steuergerätefunktionen erreicht werden.

2.2.1 Konstruktive Maßnahmen.

Einen wesentlichen Einfluss auf die HC-Emission in der Kaltstartphase hat das Schadstoffvolumen des Feuerstegs. Um Quenching-Effekte zu vermeiden sind praktisch zwei Ansätze möglich. Den Feuerstegspalt, d.h. den Abstand zwischen Kolben und Zylinder zu verkleinern, führt in [114] und [49] zu einer Verringerung des Schadvolumens und somit zu einer deutlichen Reduzierung der HC-Rohemissionen.

Einen anderen Lösungsansatz stellt [100] bei Untersuchungen an einem direkteinspritzenden Motor vor. Durch eine Vergrößerung der Spaltweite wird der Feuerstegbereich erweitert. Die Flamme kann somit zumindest teilweise in den Spalt eindringen und somit die HC-Emissionen absenken. Durch weitere Modifikationen am oberen Kolbenrand wurde das Hineinbrennen der Flamme in den Feuersteg begünstigt und somit die HC-Emissionen weiter reduziert.

Die verbesserte Gemischbildung durch konstruktive Optimierung des Einspritzstrahls bietet weitere Möglichkeiten zur Senkung der HC-Rohemissionen. Zum Erreichen des Abgasstandards (S)ULEV wurden neue Einspritzgeometrien und –strategien entwickelt. Durch eine optimale Einspritzventillage wird in [19] der Gemischtransport verbessert, so dass in Verbindung mit neuen Konzepten für die Vorgabe der Einspritzlage das Emissionsniveau deutlich reduziert werden kann. Als konstruktive Maßnahme zur Verbesserung der Spraybildung wird in [49] der Düsenlochdurchmesser an den Einspritzventilen reduziert und der Einspritzdruck von 3,5 bar auf 5 bar angehoben. Dadurch steigt die mittlere Tropfengeschwindigkeit um 50% und infolge der höheren Geschwindigkeit verbessert sich der Strahlzerfall. Dies führt zur schnelleren Verdampfung des Kraftstoffs und zur besseren Durchmischung mit der Luft. Außerdem wird durch eine Verdoppelung der Düsenlochzahl sowie einer verbesserten Düsengeometrie das Spray-Targeting auf den Saugkanal und die Lage der Einlassventile optimiert, was wiederum zur Verbesserung der Gemischaufbereitung dient.

Um die Zerstäubung und Aufbereitung des Kraftstoffs zu verbessern wird in [98] eine Methode der Benzineinspritzung mit Lufteinblasung vorgestellt. Innerhalb der Einspritzventile wird an der Ventilöffnung Luft zugeführt. Zum einen bewirkt dies eine höhere Strömungsgeschwindigkeit und somit eine bessere Zerstäubung des Kraftstoffs. Zum anderen werden durch die Luftummantelung die Ablagerungen an den kalten Saugrohrwänden verringert.

In [34] und [103] wird das so genannte Flash-Boiling Einspritzventil vorgestellt. Um die Kohlenwasserstoffemissionen zu reduzieren, wird der Kraftstoff bereits im Einspritzventil beheizt. Erreicht wird dies durch einen Drucksprung an der Mündung des Ventils, so dass die leicht siedenden Kraftstoffanteile schlagartig verdampfen. Der Kraftstoffdampf bewirkt eine zusätzliche Zerstäubung der noch flüssigen Kraftstoffanteile. Somit ergibt sich ein wesentlich feineres Tropfenspektrum als bei konventionellen Einspritzventilen. Gleichzeitig führt das schlagartige Verdampfen nach dem Austritt zu einer Aufweitung des Strahls.

Über die Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile kann beim Ladungswechsel ein Rückströmen der heißen Gassäule in das Saugrohr bewirkt werden. Mit Hilfe dieser internen Abgasrückführung lässt sich beim MPI⁴-Motor das Temperaturniveau im Saugrohr erhöhen. Der Temperaturanstieg im Saugrohr erhöht die Verdampfungsgeschwindigkeit und somit den Anteil an verdampftem Kraftstoff. Salber stellt hierzu in [79] Möglichkeiten zur Verbesserung des Kaltstart-, Warmlauf- und Instationärverhaltens mittels variabler Ventilsteuerzeiten vor. Durch eine variable Ventilsteuerung kann die interne Abgasrückführung optimal den jeweiligen Betriebsbedingungen angepasst werden, so dass der Ladungswechsel und die Ladungsbewegung für den Kaltstart und die Warmlaufphase individuell unabhängig von der Drosselklappe optimiert werden kann. Durch spätes Öffnen der Einlassventile werden durch den Unterdruck im Brennraum deutlich höhere Massendurchsätze und Einstromungsgeschwindigkeiten erreicht. Dies führt zu einer verbesserten Gemischbildung, einem kürzeren Brennverzögerung und einer schnelleren Brenngeschwindigkeit, so dass sich das Niveau der Kohlenwasserstoffemissionen deutlich verringert. Ein sehr spätes Öffnen der Auslassventile fördert die Nachoxidation im Zylinder und bewirkt bei niedrigen Rohemissionen eine erhöhte Abgastemperatur [51].

In [98] und [99] wird ein Verfahren der Speicherwärmenutzung vorgestellt, das die überschüssige Wärmeenergie beim betriebswarmen Motor in einem Heißwasserdruckspeicher hält. Die heiße Flüssigkeit wird zur schnelleren Erwärmung des kaltgestarteten Aggregats genutzt. Als weiterer Wärmespeicher ist ein Verfahren der Fa. Schatz zu nennen, bei dem die Wärmeenergie in Bariumhydroxidoktahydrat gespeichert wird. Nachteilig bei den Verfahren mit Speicherwärmenutzung ist die eingeschränkte Standzeit des Aggregats auf Grund der zeitlich beschränkten Zwischenspeicherung. Als weiterer Nachteil wird die erforderliche Vorlaufzeit genannt, die in Höhe von mindestens 30 Sekunden nicht kundenfreundlich erscheint.

Kendlbacher stellt in [46] grundlegende Untersuchungen zur Verringerung der Schadstoffemissionen durch Verbesserung der Gemischbildung im Warmlauf vor. Um die Gemischaufbereitung im Warmlauf zu verbessern, wird die Verdampfungsgeschwindigkeit durch Aufheizen des Kraftstoffs erhöht. Hierbei werden strömungsgünstig gestaltete, elektrisch beheizbare Heizelemente zwischen Saugrohr und Ansaugkanal in einem Rohreinsatz angebracht. Durch das Aufspritzen eines Kraftstoffanteils auf diese Heizelemente soll,

⁴ **Multi-Point-Injektion:** Zylinderselektive Einspritzung in das Saugrohr

insbesondere beim Kaltstart und in der anschließenden Warmlaufphase des Motors, der Anteil des verdampften Kraftstoffs erhöht werden. Dies führt zu einer Verringerung der üblichen Kaltstart- und Warmlaufgemischanreicherung und somit zur Reduzierung der Schadstoffkomponenten im Abgas.

2.2.2 Abgasnachbehandlung

Neben der Reduzierung der Rohemissionen spielt die Abgasnachbehandlung zur Absenkung der Emissionen eine wichtige Rolle. Stand der Technik ist, dass die heutige Abgasreinigung bei Ottomotoren von Katalysatoren übernommen wird. Bei Temperaturen unter 300 °C ist die Konvertierungsrate nahezu Null, so dass gerade in den ersten Minuten nach dem Start der Katalysator kaum Einfluss auf die Abgasemissionen nimmt. Bei modernen Abgasanlagen wird die Light-Off-Zeit⁵ des Katalysatorsystems durch den Einsatz von Vorkatalysatoren verkürzt. Diese Vorkatalysatoren sind in der Regel kleiner dimensioniert und erreichen sehr schnell ihre Betriebstemperatur. Um die Aufheizphase zu verkürzen, können grundsätzlich aktive oder passive Katalysatorheizmaßnahmen eingesetzt werden [7]. Bei den passiven Systemen wird allein die Abgasenergie zum Aufheizen des Katalysators genutzt. Dabei wird mit Hilfe des Zündwinkels der Motor gezielt mit schlechtem Wirkungsgrad betrieben, so dass eine schnelle Erwärmung durch das heiße Abgas erfolgt. Bei den aktiven Maßnahmen wird der Katalysator über elektrische Heizelemente (E-Kat) erwärmt und ermöglicht somit ein frühes Light-Off mit hohen Konvertierungsraten nach dem Start.

Als weitere Heizmaßnahme wird in [7], [49] und [114] zur Erfüllung der SULEV Grenzwerte die Sekundärluft Einblasung vorgestellt. Sekundärluftsysteme bei Ottomotoren vermindern den Anteil an unverbrannten Kohlenwasserstoffen während des Kaltstarts und Warmlaufs durch thermische Nachreaktion im Abgassystem. Die Sekundärluft wird mit Hilfe einer Sekundärluftpumpe hinter die Auslassventile geführt. Die Wassergasreaktion liefert bei sehr fetten Gemischen H_2 , der mit dem Sauerstoff aus der Sekundärluft verbrennt und so den Katalysator aufheizt.

In [51] wird ein solches System bestehend aus einem elektrisch angetriebenen Radialgebläse vorgestellt. Die Kohlenwasserstoffe können im Abgassystem bei Sauerstoffüberschuss nachoxidieren (Thermoreaktion), so dass die in der Startphase auftretenden Kohlenwasserstoffemissionen zielführend verringert werden. Da aus Emissions- und Komfortgründen auch bei schlechter Kraftstoffqualität ein aussetzerfreier Start- und Warmlaufbetrieb garantiert werden muss, sind die meisten ottomotorischen Applikationen fett ausgelegt. Besonders hier kann die chemische Nachreaktion des Thermoreaktors das Abgaslambda positiv beeinflussen, indem die überschüssigen Kraftstoffanteile nachoxidiert werden. Bei einem Brennraumlambda von 0,6 bis 0,75 kann mit Hilfe der Nachoxidation ein Abgaslambda von 1,05 bis 1,25 erzielt werden [114].

⁵ Als Light-Off-Zeit wird die Zeitdauer bezeichnet, bis der Katalysator seine Betriebstemperatur erreicht hat.

2.2.3 Funktionale Kaltstart- und Warmlaufstrategien

Zu den funktionalen Maßnahmen der Kohlenwasserstoff-Reduzierung gehören Ansteuerstrategien für das Zünd- und Einspritzsystem, die eine optimale Gemischbildung für den jeweiligen Betriebszustand bewirken. Zu der bekanntesten und effektivsten Strategie zählt die Regelung der Einspritzmenge mit Hilfe einer λ -Sonde in Verbindung mit einem Dreiwegekatalysator. Hierbei wird das Verhältnis von Luft und Kraftstoff so bemessen, dass die Gemischzusammensetzung eine nahezu vollständige Verbrennung bewirkt.

Für den Motorstart und die sich anschließende Warmlaufphase ist jedoch eine geregelte Kraftstoffzumessung auf Grund der erforderlichen Betriebstemperatur der λ -Sonde nicht immer möglich.

Um die ottomotorische Verbrennung rein gesteuert mit Hilfe der Einspritzmenge, des Einspritz- und Zündwinkels HC-Emissionsoptimal zu betreiben, sind in der Literatur teilweise widersprüchliche Aussagen zu finden. Hierdurch ist eine Optimierung der oben genannten Stellgrößen nur schwer möglich. Die HC-Emission kann durch folgende funktionale Maßnahmen beeinflusst werden.

2.2.3.1 Zündwinkel

Der Zündwinkel beschreibt die Position des Kurbelwinkels, an dem die Entflammung des verdichteten Luft-Kraftstoffgemischs mit Hilfe des Funkens an der Zündkerze eingeleitet wird. Ein positiver Winkel kennzeichnet das Zünden vor dem oberen Totpunkt (OT), ein negativer nach dem OT.

Beim Kaltstart verlängert ein später Zündwinkel die zur Gemischbildung (Verdampfung) verfügbare Zeit, da nach dem Schließen des Einlassventils die verbleibende Zeit maßgeblich durch den Zündzeitpunkt bestimmt wird. Durch die Verlagerung der Gemischbildung in den Brennraum verbessern sich zusätzlich die Randbedingungen durch die Erhöhung der Temperatur während der Kompression. Somit ist für die Reduzierung der HC-Emissionen ein später Zündzeitpunkt vorteilhafter. Experimentelle Untersuchungen in [110] bestätigen die positiven Auswirkungen einer verzögerten Zündung auf die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Zudem wird durch die lange Gemischbildungszeit bei einem späten Zündzeitpunkt eine homogene Gemischverteilung im Brennraum erreicht. Wird der Zündzeitpunkt nahe am oberen Totpunkt ausgelöst, wird die Umhüllung der Zündkerze mit brennbarem Gemisch verbessert, da hier das Brennraumvolumen am Kleinsten ist.

Nach [45] hat ein zu spätes Zünden eine verschleppte Verbrennung zur Folge. Die Reaktion ist bis zum Öffnen des Auslassventils noch nicht abgeschlossen, so dass sich höhere Abgastemperaturen bei kleineren indizierten Mitteldrücken einstellen. Gerade in jüngster Zeit wird diese Eigenschaft zum schnellen Aufheizen des Katalysators genutzt [1] und hat sich bereits beim ULEV und SULEV-Konzept bewährt (vgl. 2.2.2).

2.2.3.2 Vorlagerungswinkel

Der Vorlagerungswinkel beschreibt den Winkel zwischen Ende der Einspritzzeit und dem Schließen des Einlassventils und ist in Abhängigkeit der Drehzahl ein Maß für die zur Gemischbildung verfügbare Zeit. Einerseits begünstigt eine lange Vorlagerung die Kraftstoffverdampfung, da mehr Verdampfungszeit bis zur Zündung vorliegt. Andererseits hätte hingegen eine quasi synchrone Einspritzung einen geringen Einfluss auf den Saugrohrwandfilm. Untersuchungen in [97] zeigen, dass die Einspritzung ins offene Einlassventil im Vergleich zum geschlossenen Einlass deutlich schlechter für die Gemischbildung ist.

2.2.3.3 Einspritzstrategie

Die momentan gewünschte Leistung wird beim konventionellen Ottomotor über den Luftmassenstrom festgelegt und wird über die Drosselklappenstellung vorgegeben. Aus dem jeweiligen Luftmassenstrom lässt sich die Gemischdosierung über die Zuführung der Kraftstoffmasse anpassen. Bei den meisten Motoren liefert ein Luft-Kraftstoffverhältnis von $\lambda = 1.0$ eine optimale Wirkung des zur Abgasreinigung eingesetzten Katalysators. Da gerade in der Start- und Warmlaufphase die λ -Sonde nicht betriebsbereit ist, der Kraftstoffbedarf bei diesen Betriebszuständen auf Grund der schlechten Gemischbildung wesentlich höher liegt als beim betriebswarmen Motor, werden in modernen Motorssteuergeräten korrigierende Eingriffe in die Berechnung der Einspritzmenge vorgenommen.

2.2.3.4 Kaltstart

Bei den kalten Motorkomponenten herrschen ungünstige Bedingungen zur Verdampfung des Kraftstoffs, was zur Ausmagerung des Gemisches bei tiefen Temperaturen führt. Das Luft-Kraftstoffverhältnis muss so bemessen sein, dass das Gemisch im Brennraum brennen kann und so mager wie möglich sein. Die Hauptursache von Zündaussetzern beim Kaltstart ist nach [26] ein zu mageres Luft-Kraftstoffverhältnis im Brennraum. Um Zündaussetzer zu vermeiden, wird die Ausmagerung durch eine Startanfettung kompensiert [45] und [69]. Diese Kraftstoffanreicherung hängt in erster Linie von der Motortemperatur ab. Da eine zu starke Anfettung des Luft-Kraftstoffgemisches einen Anstieg der HC-Emissionen bewirkt, sollten die Startfaktoren genau abgestimmt sein. Schwankungen in der Kraftstoffqualität haben im Kundenbetrieb einen Einfluss auf die Gemischbildung und sollten im laufenden Betrieb adaptiert werden. In [114] wird ein Verfahren zur Startadaption genannt, bei dem der Drehzahlgradient im Hochlauf ausgewertet wird. Über den Drehzahlanstieg im Start wird das vom Motor abgegebene Drehmoment bewertet, so dass hierüber Rückschlüsse auf die Gemischbildung gezogen werden können.

2.2.3.5 Motorwarmlauf

Während der Motorwarmlaufphase können die Rohemissionen über zwei grundsätzlich verschiedene Strategien gesenkt werden. Wie bereits in Abschnitt 2.2.2 vorgestellt, kann ein schnelles Aufheizen des Katalysators mit Hilfe der Sekundärlufteinblasung erfolgen. Die Thermoreaktion hinter den Auslassventilen verlangt ein Abgas mit relativ hohem HC-

Anteil, so dass bei dieser Strategie der Warmlauf mit fettem Abgaslambda betrieben wird. Um eine optimale Verkürzung der Light-Off-Zeiten zu erreichen, muss eine exakte Abstimmung der Sekundärluftmasse auf das Luftverhältnis vorliegen.

Als weitere Warmlaufstrategie ist der magere Motorwarmlauf zu nennen. Hier kommt das Sekundärluftsystem nicht zum Einsatz, so dass ein schnelles Aufheizen des Katalysators über zusätzliche Maßnahmen gewährleistet werden muss. Als funktionale Maßnahme sei hier die Zündwinkelspätverstellung zu nennen. Ein später Zündwinkel verschlechtert den Wirkungsgrad der Verbrennung und führt schließlich zu einer Erhöhung der Abgas-temperatur. Als konstruktive Maßnahme kann ein motornaher Katalysator ein schnelles Aufheizen bewirken. Beim mageren Motorwarmlauf wird der Motor in der Nähe der Betriebsgrenze (Magerlauffähigkeit) betrieben. Dabei muss ein sicherer Betrieb für die in der Serienstreuung vorhandenen Toleranzen der Einspritzventile sowie bei unterschiedlichen Kraftstoffqualitäten garantiert werden. In der Regel wird die Laufruhe bei Magerkonzepten durch eine höhere Leerlaufdrehzahl begünstigt.

In einer Patentschrift der Ford-Werke AG [21] wird eine anpassungsfähige Luft-Kraftstoffsteuerung auf Basis einer Kohlenwasserstoffkonzentration vorgestellt. In einem adaptierbaren Kennfeld werden Luft-Kraftstoffverhältnisse in Abhängigkeit der Kohlenwasserstoffkonzentration und der Luftströmung für die Berechnung der Kraftstoffmasse bereitgestellt. Hierdurch ist ein Motorbetrieb an der mageren Luft-Kraftstoffgrenze möglich. Da für dieses Verfahren ein Kohlenwasserstoffsensor erforderlich ist, erscheint nach Stand der Technik ein Serieneinsatz zurzeit kaum möglich. In einer weiteren Patentschrift der Ford-Werke AG [22] wird eine Einrichtung zum Regeln des Luft-Brennstoffgemischs eines Verbrennungsmotors an der Magergrenze dargelegt. Mit Hilfe des Zylinderinnendruckes werden eine Brenndauer und das Motormoment berechnet. Abhängig vom aktuellen Moment und der Drehzahl wird kennfeldbasiert eine Sollverbrennungsdauer über die Kraftstoffzufuhr eingeregelt.

In [39] wird eine Magerlaufregelung auf Basis von Drehzahlschwankungen vorgestellt. Dabei wird mit Hilfe einer Drehzahlerfassung die Laufunruhe des Motors ermittelt. Der durch Schwankungen im Moment hervorgerufene Einfluss auf die Laufruhe ist ein Maß für die Magerlaufgrenze. Hierbei müssen Quereinflüsse wie z.B. der Straßenzustand oder Lastschwankungen berücksichtigt werden. Bei diesen Untersuchungen stand ein optimaler Kraftstoffverbrauch im Vordergrund.

Ein Verfahren zur Regelung einer Brennkraftmaschine im Bereich der Magergrenze wird in [94] beschrieben. Das Luft-Kraftstoffverhältnis wird dabei über zylinderindividuelle Laufunruhowerte in der Nähe einer vorgeschriebenen Magerverbrennungsgrenze eingestellt. Ein aus der Laufunruhe abgeleitetes Streuungsmaß stellt hierbei die Entfernung zur tatsächlichen Magerlaufgrenze dar. Das ermittelte Streuungsmaß wird mit einer vorgegebenen Entfernung zur Magerlaufgrenze verglichen. Bei Überschreitung oder Unterschreitung des vorgegeben Streuungsmaßes wird eine Anpassung an das Luft-Kraftstoffverhältnis vorgenommen.

Für den japanischen Markt stellte Toyota 1990 ein Fahrzeug mit Zylinderdruckindizierung vor [16]. Über vier Messungen pro Arbeitsspiel wird ein Drehmomentverlauf berechnet; der Abfall des Drehmomentes wird als Kriterium für die Magergrenze des Motors verwendet. Durch zusätzliche Maßnahmen wurde ein stabiler Motorbetrieb bei $\lambda = 1,6$ erreicht.

Ein ausschließlich für direkt einspritzende Motoren entwickeltes Einspritzkonzept mit der Bezeichnung HOSP („Homogen Split“) stellt Pfalzgraf et. al. in [70] vor. Bei der untersuchten Strategie wird die erste Einspritzung als homogene Einspritzung während der Ansaugphase ausgelöst und die Zweite erfolgt als Schichteinspritzung in der Kompressionsphase. Die HOSP-Strategie verkürzt nicht nur die Light-Off-Zeit des Katalysators durch eine effizientere Aufheizung, sondern es werden gleichzeitig die HC-Rohemissionen während der Warmlaufphase verringert.

2.2.4 Startsynchrisation

Als wichtige Maßnahmen zur Erfüllung derzeitiger Abgasgrenzwerte wird in [114] die Optimierung der Startsynchrisation genannt. Als Startsynchrisation wird die Zeit bezeichnet, die ein Motorsteuergerät benötigt, um sich mit der Kurbelwellenlage des Motors aufzusynchronisieren. In dieser Phase brennt der Motor nicht, da die Einspritzventile und die Zündspulen auf Grund der fehlenden Winkelinformation nicht angesteuert werden können. Dabei können schon bei Anlasserdrehzahl bereits HC-Emissionen von ca. 3000 ppm auftreten. Um den verschärften Anforderungen der Abgasstufe SULEV gerecht zu werden, mussten verschiedene Automobilhersteller ihre bisherige Startsynchrisation weiter optimieren [49]. Bisher können noch über rein funktionale Maßnahmen und somit ohne zusätzliche Sensoren derzeit geforderte Emissionsgrenzwerte erfüllt werden.

Da bereits bei Anlasserdrehzahl ohne Zündung und Einspritzung messbare HC-Emissionen auftreten, bietet eine beschleunigte Startsynchrisation weiteres Potential zur Erfüllung zukünftiger Emissionsgrenzwerte. Die Bestimmung der absoluten Winkelposition wird derzeit üblicherweise über Kurbelwellen und Nockenwellensignale bei drehendem Motor abgeleitet und benötigt je nach Ausrichtung eine notwendige Synchronisationsphase.

Die Ermittlung der Motorstoppposition kann die folgende Startsynchrisation deutlich verringern. Da der Motor in der Regel auspendelt, erfordert eine Auslauferkennung eine Detektion der Drehrichtungsumkehr. Laut [23] können Systeme mit Kurbelwellengeber und Nockenwellengeber ein Auspendeln nicht zuverlässig erkennen. Zur sicheren Bestimmung der Stoppposition wird in [23] ein Konzept mit zwei Inkrementalgebern an der Kurbelwelle vorgestellt, das über einen geeigneten Winkelversatz auch eine Rückdreherkennung ermöglicht. Dadurch ist eine exakte Bestimmung des Absolutwinkels während des Motorabstellens und während der Auspendelphase möglich.

Bei zylinderdruckgeführten Motorsteuergeräten stehen über den Brennraumdruck weitere Informationen für eine schnelle Startsynchrisation zur Verfügung. In dieser Arbeit werden neue zylinderdruckbasierte Verfahren zur Steuergerätesynchronisation und zur Auslauferkennung vorgestellt.

2.3 Modellierung der Kohlenwasserstoffemission

Schramm et. al. stellt in [83] ein Modell für HC-Emissionen vor. Das Modell basiert auf der Annahme, dass Kraftstoff in den Brennraumspalten gespeichert wird. Das Gesamtmodell ist in drei Untermodelle, das thermodynamischen Braunraummodell, das eigentlichen HC-Modell und das Modell der Nachverbrennung unterteilt. Die Berechnung liefert eine kurbelwinkelaufgelöste Kohlenwasserstoffmasse und soll auf andere Motoren übertragbar sein. Auf Grund der komplexen Berechnung der Teilmodelle scheint der Ansatz jedoch für eine Echtzeitanwendung nicht geeignet zu sein.

In einer parallel zu dieser Arbeit entstandenen Ausführung entwickelte Shaw in [91] und [92] ein physikalisch motiviertes Katalysator- und HC-Modell zur Bestimmung der Konvertierungseffektivität, der Abgastemperaturen und der Kohlenwasserstoff-Emissionen. Auf Basis von Zylinderdruckinformationen wird mit Hilfe des Heizverlaufs eine HC-Abgasmasse berechnet. Das Modell benötigt als weitere Eingangsparameter das Luft-Kraftstoffverhältnis. Da dieses im Kaltstart und in der Nachstartphase auf Grund der noch nicht betriebsbereiten Lambda-Sonde nicht verfügbar ist, verweist Shaw auf Ersatzmodelle. Um vordefinierte Emissionsprofile einzuhalten, wird mit Hilfe eines noch im Entwicklungsstadium befindlichen HC-Sensors eine mögliche Warmlaufstrategie vorgestellt.

2.4 Zylinderdruckgeführtes Motormanagement

Beim zylinderdruckgeführten Motormanagement stellt der Brennraumdruck eine unmittelbare Information der innermotorischen Vorgänge eines Verbrennungsmotors dar. Durch die Analyse des Druckverlaufs lässt sich die Qualität der Gemischbildung und der Zündung direkt zylinder- und zyklusselektiv beurteilen. In der Literatur gibt es gerade in jüngster Zeit zahlreiche Veröffentlichungen zu diesem Thema. Dieses gilt sowohl für den ottomotorischen als auch für den dieselmotorischen Bereich. Obwohl die Auswertung von Zylinderdrucksignalen an sich nichts Neues darstellt [43], können durch die steigende Leistungsfähigkeit der Mikrocontroller echtzeitfähige Verarbeitungen der Zylinderdruckdaten realisiert werden, die vor einigen Jahren noch undenkbar waren. Hierzu gehören die Berechnungen der indizierten Arbeit, des Heizverlaufs und die zylinderdruckbasierte Füllungserfassung. Mit der Weiterentwicklung der Steuergerätehardware wächst auch der Anspruch an die Softwarealgorithmen für die Messwerterfassung, Messdatenauswertung und an neuartige Regelalgorithmen. So müssen zylinderdruckbasierte Ansätze in [31] und [120] noch mit wenigen Messpunkten pro Arbeitsspiel auskommen, um beispielsweise eine

echtzeitfähige Regelung des maximalen Drehmoments zu realisieren. Der derzeitige Stand der Technik sieht bei einer Vielzahl der Veröffentlichungen bereits eine Erfassung der Zylinderdruckdaten im 1°Kurbelwinkelrastraster vor [41], [43], [65], [66] und [113].

2.4.1 Optimierungspotential durch Zylinderdruckinformationen

Ein Großteil der Anwendungen im Bereich des Ottomotors beschäftigt sich mit Steuer- und Regelalgorithmen im Bereich der Zündwinkeloptimierung und der Erkennung von Klopf- und Aussetzerzyklen. Hierbei wird die Leistungsfähigkeit einer zylinderdruckbasierten Regelung aufgezeigt, bei der motorindividuelle Eigenschaften berücksichtigt werden können. Bedingt durch die Serienstreuung, durch die Alterung oder durch Kraftstoffqualitätsschwankungen kann mit Hilfe geeigneter Regelalgorithmen maximales Moment mit hohem Wirkungsgrad erzielt werden. Eine Abstimmung der Zündzeitpunkte über die Schwerpunktlage⁶ der Verbrennung stellt Bargende in [6] vor. Für einen optimalen Wirkungsgrad muss der Verbrennungsschwerpunkt ca. 8° KW nach dem Verbrennungstotpunkt liegen. Der Verbrennungsschwerpunkt wird über eine thermodynamische Analyse des Zylinderdrucks berechnet und mittels Zündwinkelverstellung eingeregelt (Schwerpunktlageregelung).

Ein anderer Teil der Untersuchungen beschäftigt sich mit der Erfassung der Gasmasse im Zylinder, um eine zylinder- und zyklusindividuelle Anpassung der Kraftstoffmasse vorzunehmen [29], [31], [43], [65], [81] und [120]. Bekannte Methoden zur Füllungserfassung auf Basis von Zylinderdruckinformationen werden in Kapitel 4.2 näher dargestellt. Als weitere Anwendungsfälle für eine zylinderdruckbasierte Optimierung sei die Schätzung des Luft-Kraftstoffverhältnisses, die Bestimmung der Nockenwellenstellung, die Laufruheregelung, die AGR⁷-Regelung und die Magerlaufregelung zu nennen. Neu entwickelte Methoden zur Schätzung des Luft-Kraftstoffverhältnisses werden im Rahmen dieser Arbeit vorgestellt.

In teilweise parallel laufenden Arbeiten wurden Verbesserungen mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen für den Kaltstart und der sich anschließenden Warmlaufphase untersucht. So entwickelt Wermuth in [113] eine modellbasierte Steuerung des ottomotorischen Kaltstarts zur Reduzierung der HC-Emissionen. Im Mittelpunkt steht die Entwicklung eines thermodynamisch basierten Ansteuermodells für den Kaltstart, dabei werden Einflussgrößen wie z.B. die Gastemperatur und die Restgasmasse im Zylinder aus thermodynamischen Modellen bestimmt. Das Kaltstartmodell nutzt das Zylinderdrucksignal als Hauptmessgröße zur Bestimmung des Luftliefergrades.

Müller stellt in [65] ein zylinderdruckbasiertes Verfahren zur Regelung des Luftverhältnisses in der Warmlaufphase unter Verwendung der Laufruhe vor. Unabhängig vom Motor-konzept ist die Zielsetzung, den Antrieb möglichst dicht an seiner Laufgrenze, d.h. das

⁶ Als Schwerpunktlage wird der Kurbelwinkel bezeichnet, bei dem 50 % der Zylinderladung verbrannt sind

⁷ Abgasrückführung: Beimengung unverbrannten Gases zur Frischluft mit dem Ziel, die Prozesstemperatur zu reduzieren und damit die NO_x-Emission herabzusetzen.

Luftverhältnis zu maximieren und unter Gewährleistung eines ruhigen Motorlaufs zu betreiben. Als Merkmal der Laufruhe wird aus dem Zylinderdruck die Varianz der Schwerpunktage der letzten Arbeitsspiele berechnet. Ein schnelles Katalysatorheizen wird in einem weiteren Verfahren durch eine gezielte Gemischvertrimmung realisiert. Dabei werden einzelne Zylinder angefettet. Um ähnliche Verhältnisse wie bei Konzepten mit Sekundärluft zu erreichen, wird im Gegenzug dazu die Kraftstoffmasse der verbleibenden Zylinder bis an die Laufgrenze reduziert. Die Festlegung der Abmagerungsgrenze erfolgt wieder über das Laufruhekriterium.

2.4.2 Zylinderdrucksensoren

Die Grundvoraussetzung für ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement ist die Verfügbarkeit von serientauglichen Sensoren. Untersuchungen für den Serieneinsatz von piezoresistiven Druckaufnehmern werden in [54] und [55] durchgeführt. Die Firma Optrand stellt in [75] und [116] einen preiswerten Zylinderdrucksensor basiert auf einem optischen Messprinzip vor. Jippa [43] und Jeschke [41] untersuchten diese Sensoren in Bezug auf ihre Signalqualität. Die Untersuchungen beschränken sich auf stationäre Betriebspunkte und lassen das Kaltstartverhalten unberücksichtigt. Untersuchungen über das Verhalten dieser Messwertaufnehmer beim Motorstart ist Bestandteil dieser Arbeit und wird ausführlich in Kapitel 3.4 behandelt. Dabei wird außerdem die Funktionsweise der hier zum Einsatz kommenden Sensoren näher erläutert.

Eine bekannte Fehlerquelle bei der Messung von Zylinderdruckkurven, ist der Einfluss der Kurzzeitdrift auf Grund des instationären Wärmeübergangs im Motor. Thiemann stellt hierzu in [102] ein Verfahren zur genauen Zylinderdruckmessung an Verbrennungsmotoren vor. Der Zusammenhang zwischen Wärmeeinfall auf den Drucksensor und den im Messsignal zu beobachtenden Auswirkungen lässt eine quantitative und qualitative Bestimmung des Thermoschockfehlers zu. Dabei wird der Messwertaufnehmer in mehrere Temperaturschichten unterteilt. Weicht die momentane Temperatur einer Schicht vom zeitlichen Mittelwert dieser Schicht ab, so wird angenommen, dass diese Temperaturdifferenz einen unmittelbaren Einfluss auf die Gesamtverformung der Membran bewirkt. Die Gesamtverformung wird schließlich durch eine gewichtete Summation der Einflüsse aller Schichten bestimmt.

Burkhardt stellt in [12] und [13] mit Hilfe des oben genannten Verfahren ein Modell vor, das eine Thermoschockkorrektur bei Druckindizierungen mit Zünd- und Glühkerzenadaptern verspricht. Hierbei kommt ein Wärmestrommodell für die Zündkerze zum Einsatz, das die Temperaturschwingungen in den verschiedenen Schichten der Membran berechnet.

2.5 Zielsetzung und Abgrenzung

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zur Verbesserung des Start- Warmlaufverhalten von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen leisten. Hierbei wird zunächst untersucht, inwieweit der ottomotorische Kaltstart thermodynamisch in Echtzeit analysiert werden kann, um z.B. Verbesserungen für die folgenden Verbrennungen oder für zukünftige Kaltstarts zu treffen. Anders als bei reinen „Offline“-Auswertungen besteht bei einem zylinderdruckgeführten Motormanagement der Anspruch, die Algorithmen in Echtzeit im Motorsteuergerät zu berechnen, so dass die Modelle numerisch stabil sind und ohne Iterationsschleifen auskommen müssen.

Im Unterschied zu bisher bekannten Verfahren wird die Signalqualität der Zylinderdrucksensoren nicht nur stationär beim betriebswarmen Motor betrachtet. Im Vordergrund der Untersuchungen stehen vielmehr das Sensorverhalten beim Einschalten sowie der thermische Einfluss auf die Signalqualität beim Start. Die Untersuchungen zeigen, dass in der Startphase die thermischen Einflüsse auf die Signalqualität gravierend sind, so dass für eine zylinderdruckbasierte Füllungserfassung eine Kompensation der Fehlereinflüsse zwingend notwendig wird.

In der vorliegenden Arbeit wird mit Hilfe eines thermischen Ersatzschaltbildes ein physikalisch motiviertes Modell entwickelt, das den Fehlereinfluss durch den instationären Wärmeeinfall auf den Messwertgeber kompensiert. Die Identifikation der Modellparameter erfolgt über Referenzmessungen. Bei der Entwicklung und der Umsetzung des Modells ist die Forderung nach Echtzeitfähigkeit eine wesentliche Voraussetzung. Dieses Modell ist die Grundlage für die weitere Bewertung der innermotorischen Zustände beim Kaltstart mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen.

Im Gegensatz zu bisher bekannten Verfahren soll im Weiteren dieser Arbeit kein thermodynamisches Ansteuermodell für den Kaltstart entwickelt werden. Primäres Ziel der Kaltstartuntersuchungen ist eine thermodynamische Analyse der Verbrennungen ab Start, um die Möglichkeit einer Klassifizierung der Gemischbildung für die Einzelverbrennung zu untersuchen. Hierfür wird der Zylinderdruck über bekannte Verfahren thermodynamisch ausgewertet und in Korrelation zur gemessenen Kohlenwasserstoffkonzentration gebracht. Der HC-Konzentrationsverlauf wird mittels FFID⁸ hochaufgelöst ermittelt. Damit die Kohlenwasserstoffbildung der Verbrennungszyklen quantitativ miteinander vergleichbar ist, besteht die Forderung aus dem gemessenen HC-Konzentrationsverlauf eine mittlere Größe für jede Verbrennung zu berechnen. Ein im Rahmen dieser Arbeit entwickeltes echtzeitfähiges Verfahren ist die Grundlage für die arbeitsspielaufgelöste Bewertung der HC-Konzentration.

Das Verbesserungspotential, ein schnelles und sicheres Aufheizen des Katalysators im Warmlauf über eine zylinderdruckbasierte Zündwinkelspätverstellung zu ermöglichen, ist

⁸ Fast-Flame-Ionisation-Detector

hinlänglich bekannt und wird in dieser Arbeit nicht weiter untersucht. Vielmehr werden für die Warmlaufphase zwei neue Konzepte zur Kraftstoffmassenberechnung vorgestellt. Zunächst wird ein Ansatz zur Schätzung des Luft-Kraftstoffverhältnisses mit Hilfe von Zylinderdruckinformation vorgestellt, das mit Hilfe des Motorsteuergeräts über unterschiedliche Verfahren am Verbrennungsmotor dargestellt wird. Danach wird ein auf Zylinderdruckinformationen basierendes echtzeitfähiges Kohlenwasserstoffkonzentrationsmodell entwickelt, mit dessen Hilfe ein geregelter Warmlauf an der Magerlaufgrenze realisiert wird.

Um die entwickelten Modelle am Versuchsträger zu erproben, entstehen im Rahmen dieser Arbeit zunächst grundlegende Funktions- und Hardwareerweiterungen für das Motorsteuergerät. Für die Realisierung einer Zylinderdruckerfassung im Motorsteuergerät, sowie deren Auswertung und die Darstellung am Applikationssystem wird ein bestehender Bypassrechner um eine Zylinderdruckerfassungskarte erweitert und bekannte Algorithmen zur Datenvorverarbeitung und zur Motorsynchronisation implementiert. Neben den eigentlichen Steuer- und Regelalgorithmen wird zusätzlich die Möglichkeit einer hochauflösenden Datenaufzeichnung für Motorstart- Stoppversuche realisiert. Die entwickelten Modelle werden in die Steuergerätesoftware integriert und am Versuchsmotor verifiziert.

3 Versuchsaufbau und Messtechnik

Der schematische Versuchsaufbau unterteilt sich in Abbildung 3.1 in vier Kategorien. In diesem Kapitel werden die Komponenten des Versuchsaufbaus und der Messtechnik zunächst beschrieben und für die vorliegende Arbeit bewertet. Standardsensoren und Aktoren aus dem Serieneinsatz werden hierbei nicht weiter beleuchtet. Vielmehr werden erforderliche Komponenten und Verfahren dargestellt, die für zylinderdruckbasierte Kaltstart- und Warmlaufuntersuchungen unbedingt zu berücksichtigen sind. Die Ergebnisse aus den Voruntersuchungen zur Qualität der Sensorsignale legen die Randbedingungen für weitere Untersuchungen fest.

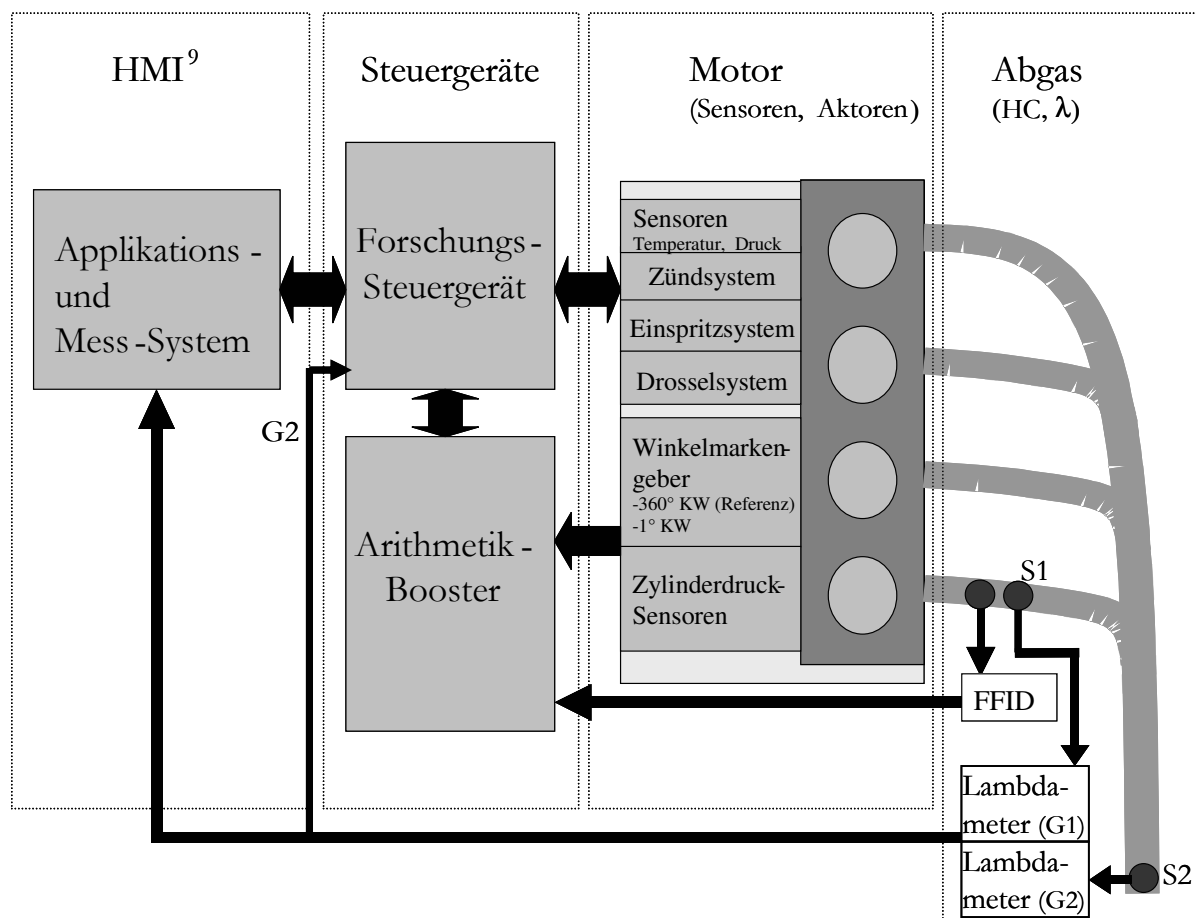


Abbildung 3.1: Überblick Versuchsaufbau

⁹ HMI: **H**uman **M**achine **I**nterface, Schnittstelle zum Benutzer

3.1 Versuchsträger

Die experimentellen Untersuchungen werden an einem 1,8-Liter 4-Zylinder Ottomotor der VOLKSWAGEN AG durchgeführt. Tabelle 3-1 zeigt einen Überblick über die technischen Daten des Versuchsmotors. Die Angabe der Kurbelwellenposition ist so definiert, dass der Zünd-OT bei 360 °KW und der Ladungswechsel-OT bei 0 ° bzw. 720 °KW liegt.

Motortyp	1.8l Fünfventil-Motor
Bauart	4-Zylinder-Reihe
Hub	86,4 mm
Bohrung	81,0 mm
Pleuellänge	144,0 mm
Verdichtungsverhältnis	9.88 : 1
Deachsierung des Kolbenbolzens	1,2 mm
Zündung Zündfolge	Doppelfunkenzündung 1-3-4-2
Einlassventil Querschnitt Steuerzeiten Einlass bei 0 mm Ventilhub	26.9 mm EÖ 711,5 °KW ES 236,0 °KW
Auslassventil Querschnitt Steuerzeiten Auslass bei 0 mm Ventilhub	29,9 mm AÖ 488,5 °KW AS 12,5 °KW
Einspritzsystem	Sequentielle Multipoint-Einspritzung (MPI)
Max. Leistung Max. Drehmoment	92 kW bei 5800 1/min 173 Nm bei 3950 1/min
Kraftstoff	ROZ 98

Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsmotors /[87],[88]/

Der Motor verfügt über drei Einlass- und zwei Auslassventile pro Zylinder. Serienmäßig kann die Einlassnockenwelle um 18 °KW in Richtung früh geschaltet werden. Des Weiteren verfügt der Motor über eine Saugrohrumschaltung. Im unteren Drehzahlbereich kann über einen langen Ansaugweg eine optimale Füllung und somit ein hohes Drehmoment erreicht werden. Im oberen Drehzahlbereich wird serienmäßig auf den kurzen Ansaugweg umgeschaltet [87]. Wegen der Konzentration der Untersuchungen und der exemplarischen Modellbildung für den Kaltstart und Warmlauf sind der Einlassnocken-

wellensteller in der späten Steuerzeitenlage und das Schaltsaugrohr in Leistungsstellung fixiert.

Die serienmäßige Luftsteuerung erfolgt bei dem Versuchsträger über eine mechanische Drosselklappe, die über einen Seilzug betätigt wird. Im Leerlauf wird der benötigte Luftbedarf über einen Bypass-Luftsteller gedeckt. Die Zylinderfüllung wird beim Serienkonzept mittels Heißfilmmassensensor erfasst.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird das serienmäßige Motormanagement durch ein System mit elektronischem Gaspedal ersetzt, das im Folgenden als Forschungssteuergerät bezeichnet wird. Hierzu werden sowohl am Versuchsfahrzeug, als auch beim Prüfstandsmotor das mechanische Gaspedal, sowie die Drosselklappe durch EGAS¹⁰-Komponenten getauscht. Die Luftfüllung wird aus dem Luftdruck im Ansaugrohr ermittelt. Zur Messung des Saugrohrdrucks wird ein Absolutdruckgeber der Firma Motorola eingesetzt.

Die Durchführung der Versuche erfolgt sowohl am klimatisierten Motorprüfstand als auch direkt am Versuchsfahrzeug. Beide Motoren sind auf allen vier Zylindern mit wassergekühlten Zylinderdrucksensoren des Typs Kistler 6061B ausgerüstet, die eine Empfindlichkeit von ca. -25 pC/bar haben. Die Abtastung der Zylinderdruckwerte erfolgt in einer Auflösung von $1^\circ \text{Kurbelwinkel (KW)}$. Hierfür ist an der Kurbelwelle ein Winkelmarkengeber der Fa. Kistler vom Typ 2613A montiert, der zwei Phasensignale liefert. Zur 1°KW aufgelösten Datenerfassung werden 360 Impulse pro Umdrehung generiert. Für die Synchronisation des Motorsteuergerätes mit der Kurbelwelle wird ein Impuls mit fester Kurbelwellenposition geliefert (Referenzmarkensignal). Die Position kann je nach Anbaubedingungen und somit über die Ausrichtung des Winkelmarkengebers variieren und ist nicht festgesetzt. Die tatsächliche Flankenposition des Referenzsignals wird über die OT-Lagebestimmung (siehe Abschnitt 5.4.3) mit Hilfe des Zylinderdrucks bestimmt.

Die Messung der Kohlenwasserstoffkonzentrationen für den vierten Zylinder erfolgt an beiden Versuchsträgern mit einem schnellen Flammen-Ionisations-Detektor (Fast-Response-FID) der Fa. Cambustion (Typ HFR 400).

Im Abgaskrümmern des vierten Zylinders (S1) sowie kurz vor der Zusammenführung der Abgasstränge im Hosenrohr (S2) befindet sich eine Breitband-Lambdasonde, um das Luftverhältnis mit einem Lambdameter (LA3 der Firma ETAS, G1 und G2) zu messen (siehe Abbildung 3.1). Über den Analogausgang des Gerätes (G2) wird die Sensorgröße dem Motorsteuergerät als elektrische Spannung zugeführt. Für experimentelle Untersuchungen von definierten Lambdavariationen bis hin zur Aussetzergrenze wird mit Hilfe der Breitband-Lambdasonde (S2) eine stetige Lambdaregelung realisiert.

¹⁰ EGAS: elektrisch verstellbare Drosselklappe

3.2 Kaltstartprüfstand

Um reproduzierbare Umgebungsbedingungen in Hinsicht auf Motorkonditionierungszustand und Ansauglufttemperatur zu garantieren, werden die Kaltstartuntersuchungen in einer Kältekammer durchgeführt. Über ein regelbares Kühlaggregat können Starttemperaturen von Umgebungstemperatur bis -20 °C vorgegeben werden. Der Kraftstoff befindet sich ebenfalls in der Kältekammer und wird über die Temperatur in der Kältekammer konditioniert. Die vom Motor angesaugte Luft kann durch ein externes Kühlaggregat gekühlt werden.

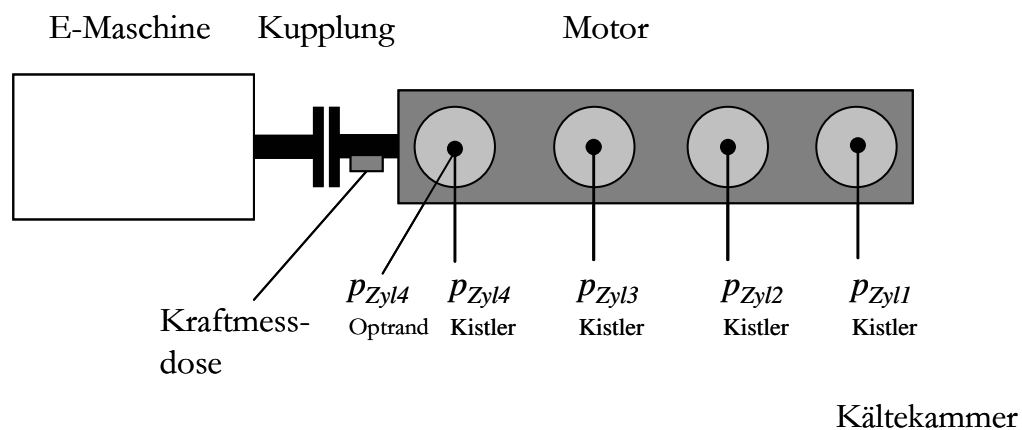


Abbildung 3.2: Überblick Kaltstartprüfstand

Eine drehzahlgeregelte E-Maschine dient zum Schleppen bzw. Bremsen des Motors. Beim Bremsen wird das vom Motor abgegebene Drehmoment von der E-Maschine aufgenommen, so dass drehzahlkonstante Lastpunkte vermessen werden können. Das abgegebene Drehmoment wird über eine Kraftmessdose erfasst. Die E-Maschine ist durch eine Kupplung zuschaltbar, so dass sowohl ein lastfreier Start als auch ein lastpunktabhängiger Motorbetrieb möglich ist.

Der vierte Zylinder ist stirnseitig mit einer weiteren Indizierbohrung versehen, so dass parallel zum wassergekühlten Zylinderdrucksensor (Kister 6061B) ein weiterer Druckaufnehmer verwendet werden kann. Für Thermoschockuntersuchungen wird dort ein optischer Sensor der Firma Optrand eingesetzt.

3.3 Versuchsfahrzeug

Als weiterer Versuchsträger für die Untersuchung des Warmlaufverhaltens dient ein VW-Passat B5, welcher ebenfalls mit dem 1.8l-Fünfvventil-Ottomotor ausgerüstet ist. Das Aggregat ist wie der Motor am Kaltstartprüfstand mit wassergekühlten Zylinderdruck-

sensoren bestückt. Für die Kühlung der Sensoren wurde ein eigener Kühlkreis mit elektrischer Wasserpumpe und Wärmetauscher aufgebaut. Da das Forschungssteuergerät im Unterschied zum Motormanagement bei der Serienauslieferung mit EGAS betrieben wird, ist ein Umbau der Pedalerie und der Drosselklappe auf EGAS-Komponenten erforderlich.

Das Fahrzeug befindet sich in einem klimatisierten Rollenprüfstand. Dieser kann auf ca. 5°C konditioniert werden und verfügt über einen elektrischen Rollenantrieb mit Wirbelstrombremse. Vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeiten können eingeregelt werden, so dass reproduzierbare Messungen von Kaltstartfahrten möglich sind.

3.4 Zylinderdrucksensoren

Im Rahmen dieser Arbeit werden Zylinderdrucksensoren mit unterschiedlichen Messprinzipien geprüft. Dabei werden sowohl Quarzsensoren, die nach dem piezoelektrischen Prinzip arbeiten, als auch Drucksensoren, basiert auf einem optischen Messprinzip, untersucht. In Hinblick auf die Signalqualität wird besonderes Augenmerk auf Fehlerinflüsse im gemessenen Brennraumdrucksignal beim Kaltstart gelegt. Die Sensoren unterscheiden sich deutlich in ihrer Signalqualität in den ersten Verbrennungszyklen. Der Grund hierfür ist in den unterschiedlichen thermischen Massen und in der automatischen Kalibrierung bei dem optischen Prinzip zu finden. Im Folgenden werden die Messprinzipien der beiden Verfahren dargestellt. Anschließend erfolgt eine Bewertung der Signalqualität beim Motorstart.

3.4.1 Piezoelektrischer Drucksensor

Quarz- oder Keramiksensoren arbeiten nach dem piezoelektrischen Messprinzip. Dabei erzeugt eine Deformation des Kristalls eine Polarisierung und somit eine elektrische Ladung an den Außenflächen der Membran, die proportional zur mechanischen Krafteinwirkung ist. Da die elektrische Energie sehr gering ist, wird die erzeugte Ladung mittels hochohmiger Ladungsverstärker in eine zum Druck proportionale Spannung gewandelt. Die Sensoren werden im Drucklabor kalibriert und haben somit eine bekannte sensorindividuelle Empfindlichkeit in pC/bar. In Verbindung mit den Ladungsverstärkern vom Typ Kistler 5011 wird über den einstellbaren Verstärkungsfaktor eine Skalierung von 8 bar pro Volt vorgegeben. Da das gemessene Drucksignal, bedingt durch das Messprinzip, nicht frei von Offsetfehlern ist, handelt es sich um eine relative Messung. Um den fehlerhaften Druckoffset zu korrigieren, sind Verfahren zur Berechnung des Absolutdrucks notwendig.

Als Quarzsensor kommt der wassergekühlte Drucksensor vom Typ 6061b der Fa. Kistler zum Einsatz. Dieser Sensor zeichnet sich durch seine sehr geringe Temperaturschockempfindlichkeit aus und wird in der Literatur [43], [29] und [41] oft als Referenz- oder Präzisionsensor angegeben. Laut Hersteller beträgt die durch Thermoschock hervorgerufene Kurzzeitdrift bei 1500 min⁻¹, 9 bar $p_{mi} < \pm 0.2$ bar.

Messungen ab Motorstart zeigen jedoch, dass am kalten Motor andere Randbedingungen herrschen, so dass ein weitaus größerer Thermoschockfehler das Messsignal verfälscht. Für zylinderdruckbasierte Kaltstartuntersuchungen ist deshalb der Einfluss der Kurzzeitdrift durch starke Temperaturgradienten besonders zu berücksichtigen. (vgl. Kapitel 5.1 Thermoschock ab Seite 68).

3.4.2 Drucksensor nach dem optischen Messprinzip

Beim Zylinderdrucksensor, der nach dem optischen Messprinzip arbeitet, wird über eine Leuchtdiode Licht in eine Glasfaser eingekoppelt und an einer verspiegelten Membran reflektiert. Je nach Durchbiegung der Membran, hervorgerufen durch die mechanische Druckbelastung, ändert sich die Intensität des reflektierten Lichts. Zylinderdrucksensoren der Firma Optrand Inc. detektieren das druckproportionales Signal über einen zweiten Lichtleiter an einer Empfangsdiode, siehe Abbildung 3.3.

Ein großer Vorteil gegenüber piezoelektrischen Drucksensoren liegt in der geringen Empfindlichkeit gegenüber elektrischen Störungen. Um den Einfluss der Flammenfront auf das Thermoschockverhalten möglichst gering zu halten, bietet Optrand neben den Drucksensoren ohne Hitzeschild auch Sensoren mit Hitzeschild an. Da Untersuchungen in [43] zeigen, dass die Sensorbauform ohne Hitzeschild eine vollständige Zylinderdruckanalyse nicht zulässt, werden in dieser Arbeit ausschließlich Bauformen mit Hitzeschild verwendet. Abbildung 3.3 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Optrandsensors mit optoelektronischer Einheit und Sensorkopf mit Hitzeschild. Der Sensorkopf ist in einer Indizierbohrung im Zylinderkopf verbaut, so dass der Zylinderdruck direkt auf die Membran wirkt. Die optoelektronische Einheit ist über den Lichtleiter mit dem Sensorkopf verbunden. Um elektromagnetische Störeinflüsse zu vermeiden, wird die Auswertelektronik im ausreichend großen Abstand zu den Störquellen wie Anlasser, Lichtmaschine oder Zündsystem positioniert.

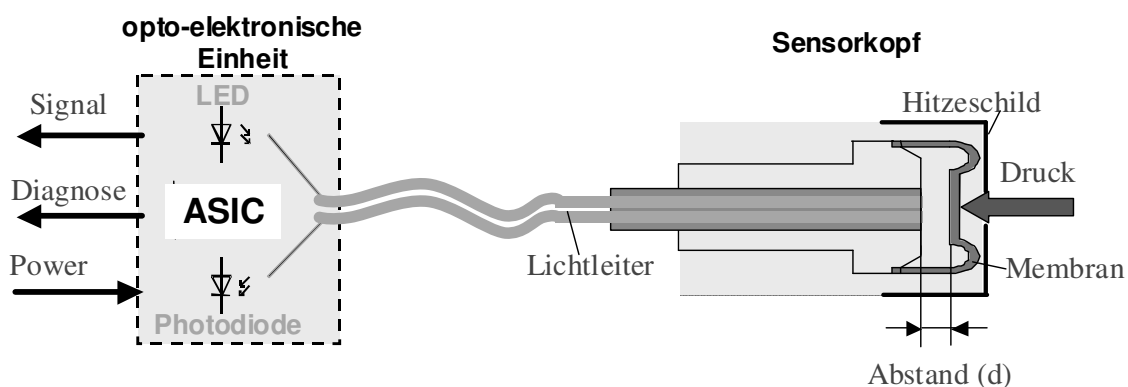


Abbildung 3.3: Optrandsensor mit Hitzeschild und Auswertelektronik

Ein weiteres Merkmal des Optrandsensors ist eine so genannte Auto-PSI-Funktion. Hier hinter verbirgt sich eine Autokalibrierung und eine Diagnosemöglichkeit der Sensorfunktionalität. Die opto-elektronische Einheit regelt die LED-Lichtintensität und somit das Sensorausgangssignal derart, dass trotz Quereinflüssen, wie zum Beispiel Temperaturschwankungen, die minimale Ausgangsspannung auf einen konstanten Wert gehalten wird [75]. Dadurch wird eine temperaturabhängige Langzeitdrift der Ausgangsspannung verhindert, so dass sich das Nutzsignal immer im gültigen Spannungsbereich der Messeinrichtung befindet. Ein nutzbarer Nebeneffekt dieser Autokalibrierung ist die Auswertung der LED-Spannung als Diagnoseausgang. Hierüber kann der notwendige Kalibriervorgang aufgezeichnet werden, um eventuelle Sensorausfälle rechtzeitig zu diagnostizieren. Für die Verwendbarkeit einer Autokalibrierung in Hinblick auf die thermodynamische Auswertung des Drucksignals ab Start werden Sensortypen mit zwei unterschiedlichen Zeitkonstanten für die Autokalibrierung untersucht.

Typ H22294-Q mit kurzer Zeitkonstante (ca. 40 ms)

Typ D21294-Q mit großer Zeitkonstante (ca. 25 s)

Im Vordergrund der ersten Untersuchungen steht die notwendige Kalibrierzeit ab Einschaltzeitpunkt und somit die Betriebsbereitschaft des Sensors sowie der Einfluss der Autokalibrierung bei niedrigen Drehzahlen in der Motorstartphase.

3.4.2.1 Einschaltverhalten

Abbildung 3.4 zeigt das unterschiedliche Einschaltverhalten der untersuchten Optrandensoren. Um das Sensorverhalten der beiden Typen miteinander zu vergleichen, werden die Sensoren bei Umgebungsdruck über die Versorgungsspannung eingeschaltet. Diagnoseausgang, Sensorsignal und Versorgungsspannung werden mittels Speicheroszilloskop aufgezeichnet.

Bei Betrachtung des Diagnose- und des Sensorausgangssignals ist zu erkennen, dass die Kalibrierphase beim Typ D21294-Q deutlich länger dauert als beim H22294-Q. Eine genaue Analyse des Einschaltvorgangs zeigt, dass die gesamte Startkalibrierung des schnellen Typs H22294-Q nach ca. 40 ms beendet ist. Der Diagnoseausgang weist nach dieser Kalibrierphase einen nahezu konstanten Spannungsverlauf auf.

Anders ist das Verhalten beim D21294-Q-Typen. Die Kalibrierphase hält mit ca. 25 Sekunden deutlich länger an. Der Spannungsverlauf von Diagnose- und Ausgangssignal zeigt reziprokes Verhalten. Ein positiver Gradient am Diagnosesignal bewirkt einen abfallenden Spannungsverlauf am Signalausgang. Wäre das Einschalten der Versorgungsspannung mit dem Zündschlüssel des Fahrzeugs gekoppelt, so würde die Autokalibrierung des Sensors vom Typ D21294-Q, bei schneller Betätigung des Anlassers die Druckindizierung während der gesamten Motorstartphase verzerren. Um dieses Einschalt-

verhalten zu vermeiden, wird dieser Sensor für weitere Versuche mit einer von der Zündung unabhängigen Spannungsquelle permanent fremdversorgt.

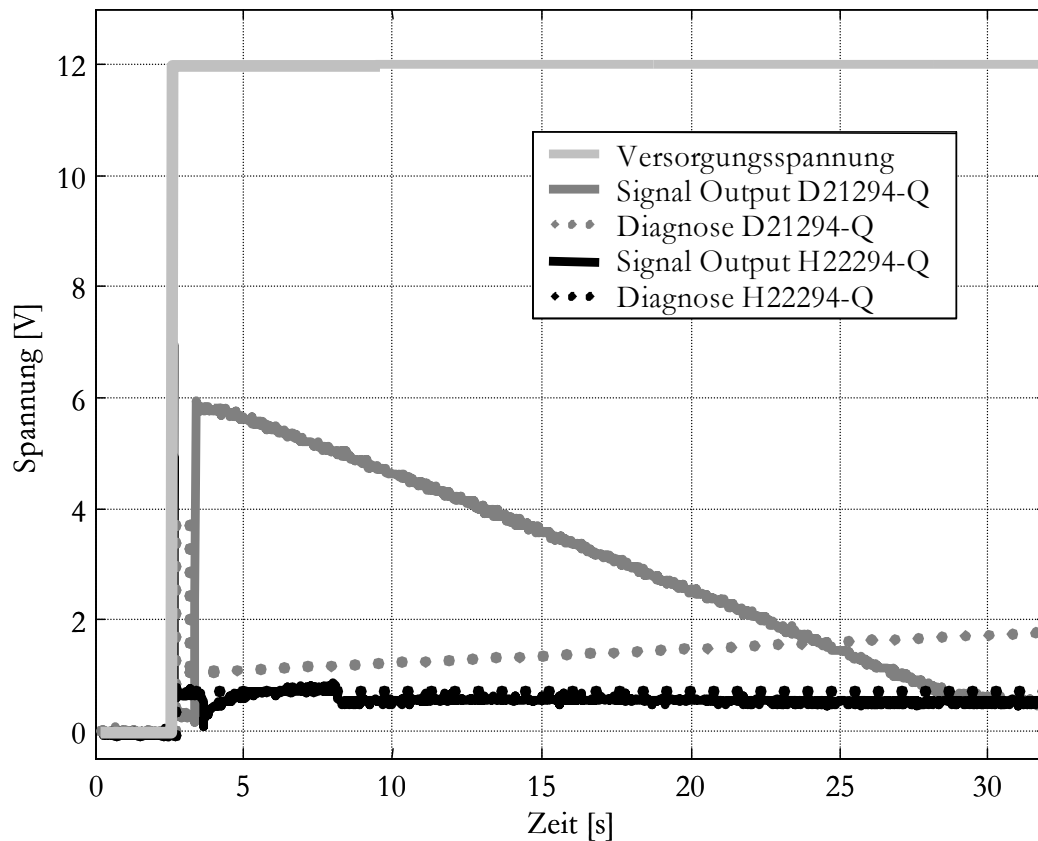


Abbildung 3.4: Einschaltverhalten der untersuchten Optrandsensoren

3.4.2.2 Fehler im Schleppdruck durch Autokalibrierung

Den Einfluss der Kalibrierphase ab Motorstart wird für die hier untersuchten Optrandsensoren in Abbildung 3.5 gegenüber gestellt. Das Driftverhalten, hervorgerufen durch die Autokalibrierung beim Einschalten, ist für den Sensor mit langsamer Regelzeitkonstante im oberen Bild dargestellt. Das Einschalten der Spannungsversorgung erfolgt im oberen Versuch kurz vor Motorstart über die Zündung. Durch Einschalten der Zündung wird die Autokalibrierung eingeleitet. Der Vergleich des Druckniveaus im Ladungswechsel vom ersten und zweiten Arbeitsspiel zeigt tendenziell einen Anstieg der Druckkurve. Da das Diagnosesignal in dieser Kalibrierphase stetig kleiner wird, kann das Driften des Sensorsignals auf die Autokalibrierung zurückgeführt werden.

Die mittlere Abbildung zeigt denselben Zylinderdrucksensor mit einer fremden Spannungsversorgung. Bei diesem Versuch wird der Motor erst dann über den Anlasser gestartet, wenn das Diagnosesignal einen stabilen Pegel eingenommen hat. Somit kann sicher davon ausgegangen werden, dass die Startkalibrierung beendet ist. Das konstante Diagnosesignal während der Startphase lässt darauf schließen, dass die Autokalibrierung keinen unmittelbaren Einfluss auf das Sensorausgangssignal hat. Ein Vergleich des Druckniveaus im

Ladungswechsel, vom ersten zum zweiten Arbeitsspiel zeigt, dass ein Abdriften des Sensorsignals hier nicht zu beobachten ist.

Der dritte Verlauf in Abbildung 3.5 zeigt das Sensorsignal sowie den Diagnoseausgang für den schnellen Optrandsensor vom Typ H. Im Ladungswechsel bzw. bei einem stationären Druck hat die Autokalibrierung keine Auswirkung auf das Messsignal. Anders ist das Verhalten beim instationären Druckanstieg. Über das Diagnosesignal ist erkennbar, dass im Bereich starker Druckgradienten das Drucksignal unmittelbar durch die Autokalibrierung beeinflusst wird.

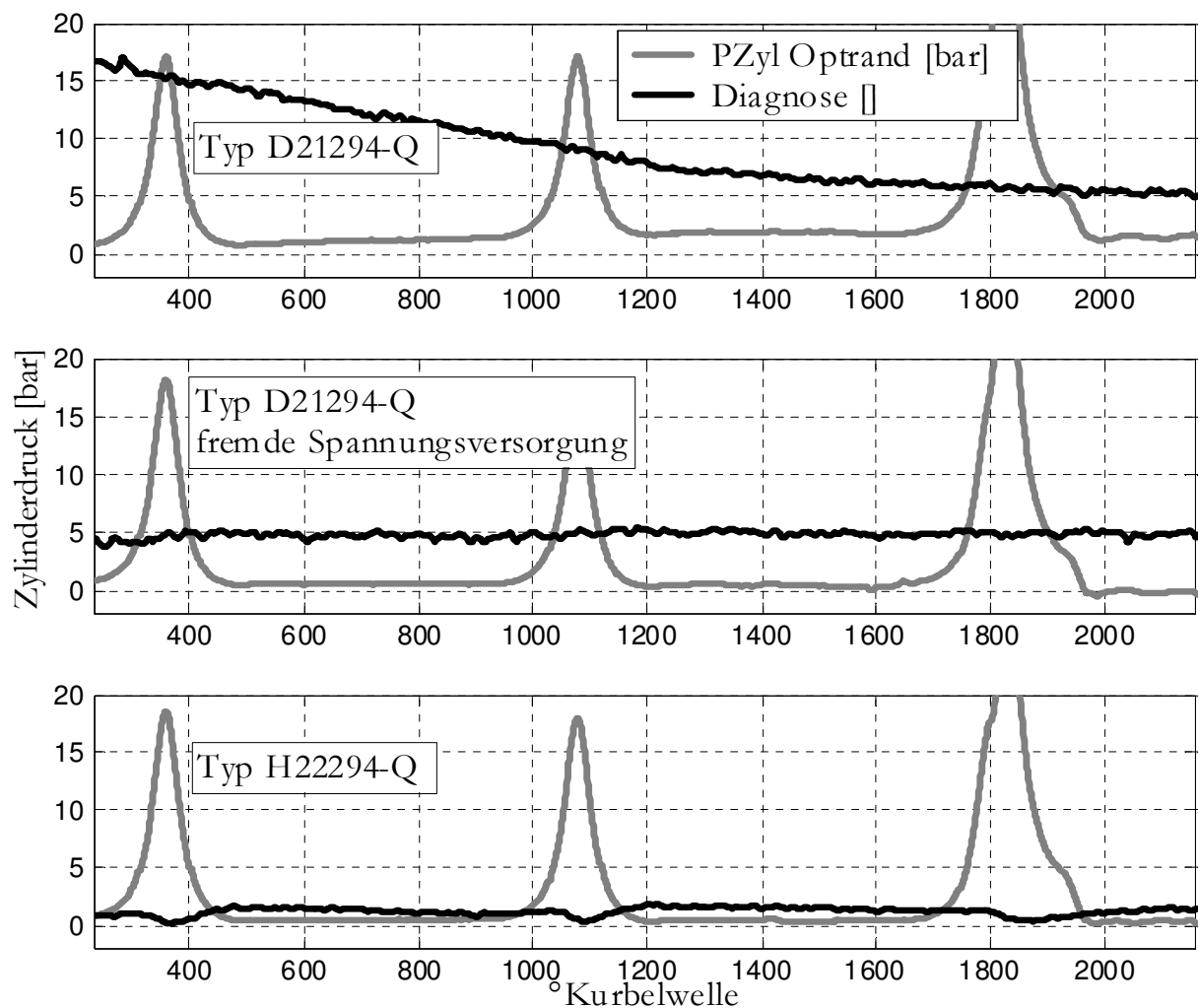


Abbildung 3.5: Schleppdruckmessung mit Optrandsensoren

Eine direkte Gegenüberstellung der schnellen und langsamen Autokalibrierung während der Schleppmessung zeigt Abbildung 3.6. Um einen Vergleich der Absolutdruckwerte untereinander zu ermöglichen, werden die gemessenen Zylinderdrucksignale ab Start über eine Nullpunktkorrektur auf dasselbe Druckniveau gelegt.

Der Anlasser dreht den Motor mit ca. 200 U/min, so dass die Dauer für den Kompressionsdruckverlauf, gemessen von „Einlass schließt“ bis „Auslass öffnet“, ca. 200 ms beträgt. In der Schleppphase des Motors ist die Zeitkonstante beim Sensortyp H mit 40 ms deutlich kleiner als die Periodendauer der Kompressionsdruckkurve. An Hand des Diagnosesignals ist erkennbar, dass beim Sensortyp H der Zylinderdruck als Störgröße auf die Autokalibrierung wirkt. Die schnelle Autokalibrierung versucht die reflektierte LED-Intensität wieder auf ein minimales Sollpotential zu regeln und bewirkt somit eine Verfälschung des Messsignals.

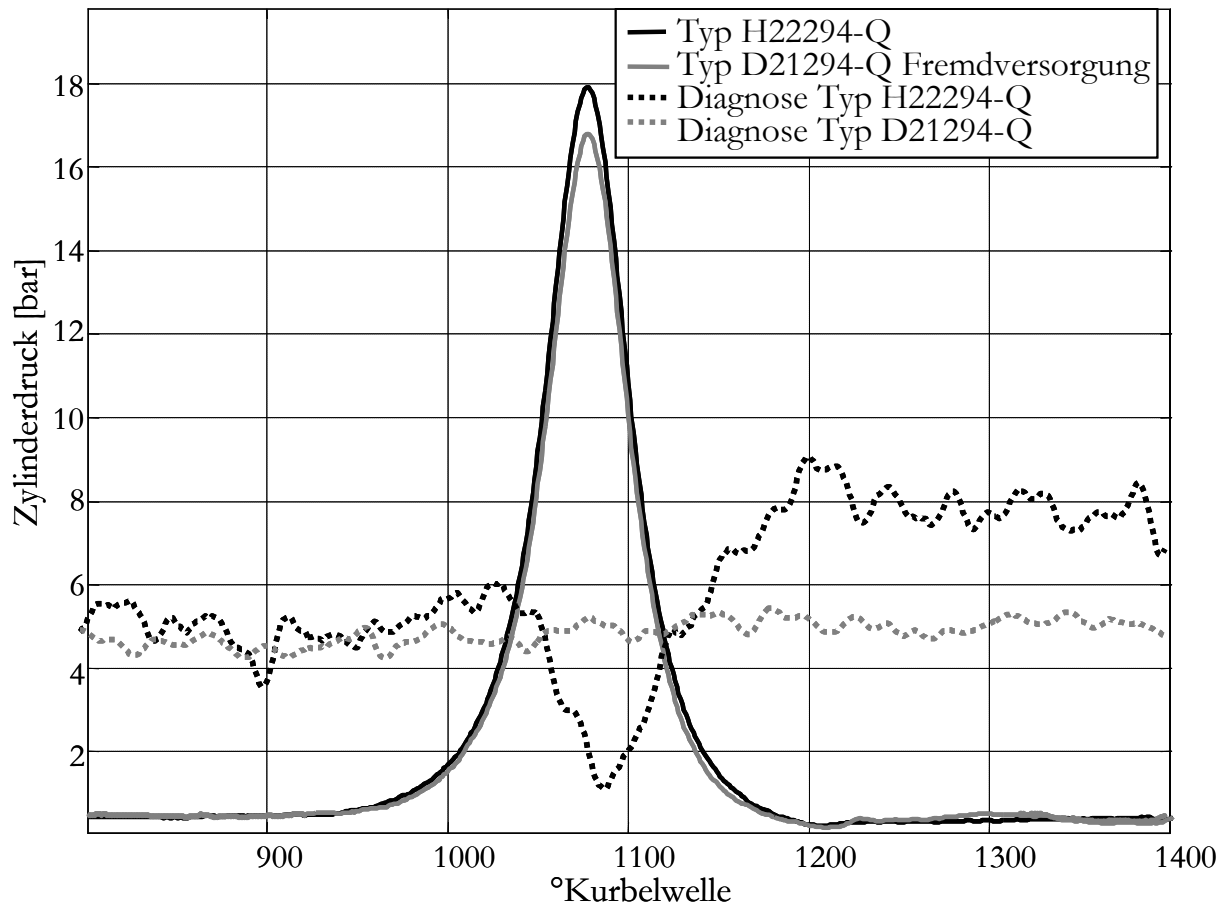


Abbildung 3.6: Einfluss der Autokalibrierung auf die Schleppdruckkurve bei niedriger Drehzahl

Die Einschaltversuche unter Kapitel 3.4.2.1 zeigen, dass ein vergleichbar negativer Gradient am Diagnoseausgang eine positive Spannungskorrektur am Drucksignalausgang verursacht und somit einen zu großen Druckwert liefert. Genau dieser Effekt ist beim Vergleich der Schleppkurven in Abbildung 3.6 erkennbar. Die schnelle Autokalibrierung beim Sensortyp H22294-Q bewirkt in diesem Schleppversuch durch die fehlerhafte Kompensation eine Abweichung im Maximaldruck von ca. +1 bar.

3.4.3 Zusammenfassende Bewertung der Signalqualität

Ein Vergleich der Signalqualität im Schleppbetrieb bei niedrigen Drehzahlen zeigt, dass die Autokalibrierung der Optrandsensoren einen signifikanten Einfluss auf den Messwert haben kann. Ein vergleichbares Merkmal der Auswirkungen durch die Kalibrierung liefert hierbei der Verlauf des Diagnoseausgangs. Lediglich die langsame Autokalibrierung des Fremdversorgten Optrandsensors vom Typ D, hat bei niedrigen Drehzahlen keinen messbaren Einfluss auf das Sensorsignal. Voraussetzung hierfür ist, dass nach Einschalten der Fremdversorgung die Dauer der Auto-PSI-Funktion abgewartet wird. Im Rahmen dieser Arbeit wird deshalb für weitere Versuche die zusätzliche Indizierbohrung des vierten Zylinders mit einem Fremdversorgten Optrand vom Typ D ausgerüstet. Dieser Zylinderdrucksensor wird in Abschnitt 5.1 als Referenzsensor für Thermoschockuntersuchungen eingesetzt.

3.5 Messung der Kohlenwasserstoffemissionen

Zur schnellen Messung der Kohlenwasserstoff-Volumenkonzentration im Abgas wird häufig der Flammen Ionisations-Detektor (FID) eingesetzt. Das Messverfahren beruht auf einer Messung des Ionenstromes, welcher proportional zur Gesamt-Kohlenwasserstoffkonzentration ist.

3.5.1 Fast-Flame-Ionisation-Detector (FFID)

Um eine möglichst schnelle Aussage über den Gehalt von Kohlenwasserstoffen im Abgas zu gewinnen, wird in dieser Arbeit ein Fast-Response-FID der Fa. Cambustion (Typ HFR 400) eingesetzt. Der wesentliche Unterschied zwischen dem Cambustion-System und einem konventionellen FID-System ist im geometrischen Aufbau zu finden [63]. Das konventionelle Gerät hat auf Grund seiner langen Probenleitung hohe Laufzeiten, die einige Sekunden betragen können, bis die Abgasprobe die Auswerteeinheit erreicht hat. Im Gegensatz dazu hat das FFID nur geringe Gaslaufzeiten, die im Bereich von 4-5 ms liegen [109]. Die T90-Zeit (Zeit zur Anzeige 90% des Messwertes) beträgt laut Kaiser, E.W. et al [44] ca. 1-2 ms, so dass durch dieses Verfahren eine kurbelwinkelaufgelöste Messung bei Motordrehzahlen bis ca. 2000 U/min möglich ist.

Abbildung 3.7 zeigt den schematischen Aufbau der Entnahmesonde des Fast-Flammen-Ionisations-Detektors. Die Probenentnahme erfolgt am Eingang der Entnahmesonde über eine sehr kleine Kapillare mit einem Innendurchmesser von 0,3 – 0,6 mm. Darüber hinaus ist beim HFR 400 die Entnahmeeinheit beheizt ausgeführt, um eine Kondensation des entnommenen Abgases zu vermeiden.

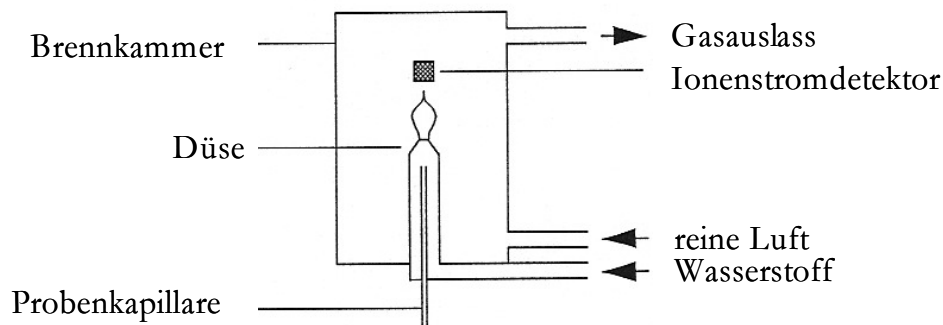


Abbildung 3.7: schematischer Aufbau des FFID [32]

Auf Grund der kurzen Leitungslängen befindet sich die Brennkammer des FFID im Messkopf. Hierbei brennt eine Wasserstoffflamme mit reiner, kohlenwasserstofffreier Luft (synthetische Luft). Brennt nur die Wasserstoffflamme, so bilden sich keine Ionen. Erst wenn der Wasserstoffflamme über die Probenkapillare eine Messgasmenge mit unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) zugeführt wird, bildet sich in dieser Flamme ein Kohlenstoff-Ionenstrom. Dieser Ionenstrom wird vom Ionenstromdetektor erfasst und ist proportional zur HC-Volumenkonzentration. Die Konzentration wird üblicherweise in ppm (Volumenkonzentration) gemessen.

Um die HC-Moleküle direkt nach der Verbrennung zu messen, wird die HC-Entnahmestelle kurz hinter dem Auslassventil angebracht. An beiden Versuchsmotoren wird die Kohlenwasserstoff-Volumenkonzentration am vierten Zylinder gemessen. Um die Vergleichbarkeit aller Messungen zu gewährleisten, wird der FID vor jedem Experiment kalibriert. Dieses geschieht über die Zuführung eines Referenzgases mit bekannter Kohlenwasserstoffvolumenkonzentration. Als Referenzgas wird bei allen Versuchen Propan (C_3H_8) verwendet.

3.5.2 FFID-Arbeitsspielanalyse

Die Messung der HC-Konzentration wird winkelsynchron über ein 1° KW-Signal getriggert, so dass ein hochaufgelöster Messwertverlauf für die Bewertung der HC-Emission zur Verfügung steht. Abbildung 3.8 zeigt eine charakteristische Messkurve für die Entnahmeposition im Auslasskrümmer. Da bei geschlossenem Auslassventil im Mittel keine Strömungsgeschwindigkeiten im Auslasstrakt des Zylinders herrschen, verweilt die Gaswolke zum Zeitpunkt der Verbrennung theoretisch an der Probenentnahmestelle. Es wird dann das Abgas der letzten Verbrennung gemessen. Erst beim Öffnen des Auslassventils steigt die Strömungsgeschwindigkeit an, die von der letzten Verbrennung verbliebenen Gase werden durch den Auslasskrümmer an der Messstelle vorbei geschoben. Erst nach dieser Totzeit wird eine signifikante HC-Spitze registriert. Dieser HC-Anstieg stammt nach Finlay [20] aus Spaltemissionen unter den Auslassventilsitzen oder aus der Leckage während der Kompression. Die Zeit vom Öffnen des Auslassventils bis zum Anstieg der HC-Konzentration ist maßgeblich durch die Position der Messstelle, die

Strömungsgeschwindigkeit des Abgases sowie durch die T90-Zeit des FFIDs bestimmt. Die Ansprechzeit des Messgerätes beträgt ca. 1-2 ms. Bei einer Drehzahl von 1000 U/min entspricht dies ca. 6° KW und ist somit auch ein nicht vernachlässigbarer Bestandteil der Totzeit.

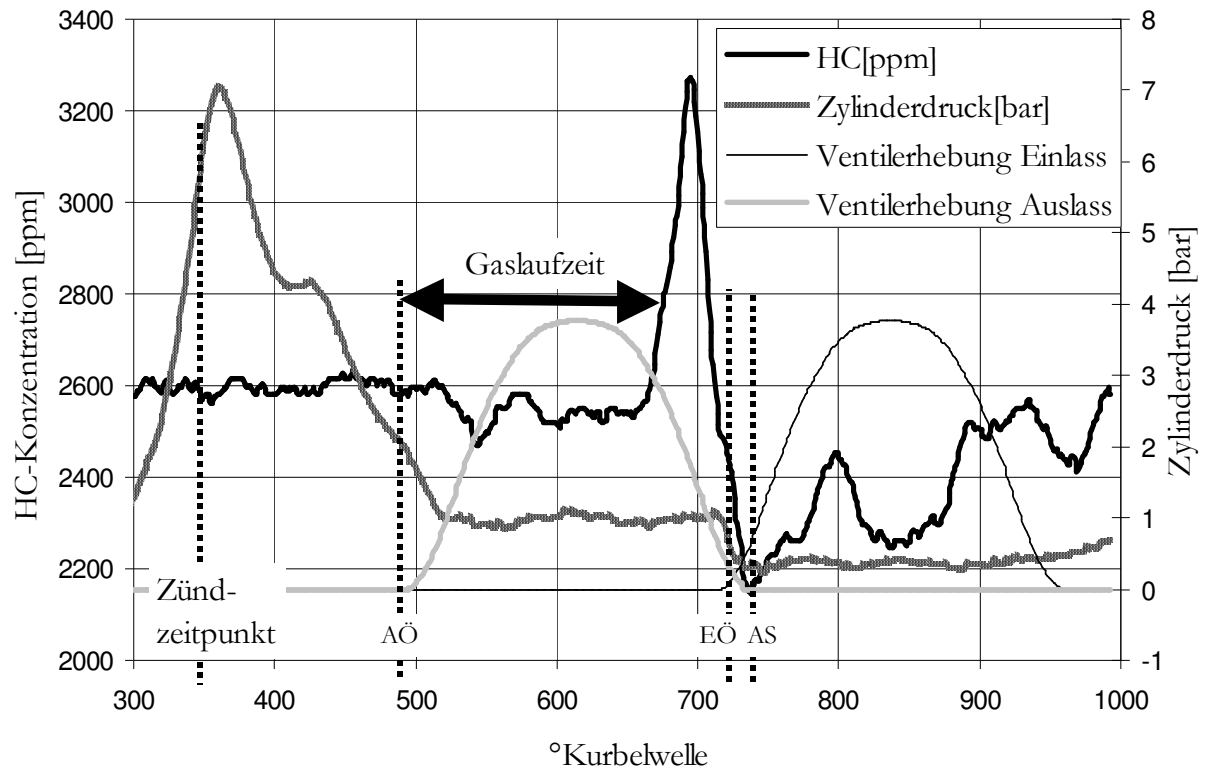
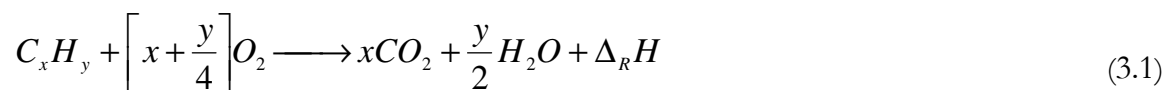


Abbildung 3.8: Kurvenverlauf HC-Konzentration

Signifikant im HC-Konzentrationsverlauf ist ebenso der steile Abfall, der durch die Güte der Hauptverbrennung geprägt ist. Je nach Randbedingung wird bei einer Verbrennung mehr oder weniger Kraftstoff umgesetzt. Bei einer vollständigen idealen Verbrennung würde der Kraftstoff mit dem Sauerstoff vollständig zu Wasser und Kohlendioxid oxidieren. Theoretisch würden keine unverbrannten HC-Rückstände im Abgas enthalten sein. Gleichung 3.1 beschreibt nach [112] die Bruttoreaktionsgleichung für die ideale Verbrennung.



Dabei ist $\Delta_R H$ die durch die Verbrennung freigesetzte Wärme (Reaktionsenthalpie).

Da die Umgebungsbedingung für eine ideale Verbrennung in der Praxis nicht gegeben ist, entstehen neben den Hauptbestandteilen unerwünschte Nebenbestandteile wie unverbrannte oder teilverbrannte Kohlenwasserstoffe.

In Abbildung 3.8 ist im Zylinderdruck ein Druckgefälle zum Zeitpunkt „Einlass öffnet“ erkennbar (EÖ). Durch die Ventilüberschneidung der Ein- und Auslassventile entsteht beim Öffnen des Einlassventils ein Rückströmen der Gassäule in den Auslassbereich. Suck

hat in [100] mit Hilfe einer WAVE¹¹-Simulation die Abgasgeschwindigkeiten im Auslasskrümmer simuliert und zeigt, dass die Gassäule beim geschlossenen Auslassventil hin- und her schwingt. Dies ist eine Erklärung für das HC-Konzentrationsgefälle bei geschlossenem Auslassventil. Ferner haben die Ausstoßvorgänge der restlichen Zylinder maßgeblichen Einfluss auf den Abgasgegendruck im Krümmer, so dass Querempfindlichkeiten durch die Druckverhältnisse an der Messstelle nicht ausgeschlossen werden können. Für die Bewertung der HC-Emission ist dieser Bereich jedoch nicht relevant, weil zu diesem Zeitpunkt das Auslassventil vom untersuchten Zylinder geschlossen ist und dieser somit nicht mehr die Ursache für einen HC-Massenstrom sein kann.

Um die einzelne Verbrennung in Bezug auf die HC-Emissionen vergleichen zu können, berechnet [100] eine HC-Masse für jedes Arbeitsspiel. Zunächst wird über die WAVE-Simulation die Strömungsgeschwindigkeit an der Messstelle berechnet. Der HC-Konzentrationsverlauf wird dann unter Berücksichtigung der Strömungsgeschwindigkeit auf einen modellierten Abgasmassenstrom[g/h] umgerechnet und mit Hilfe der Motordrehzahl eine Masse pro °KW berechnet. Durch Integration der Einzelwerte wird eine Gesamtmasse pro Arbeitsspiel für den Zylinder ermittelt. Zur Kalibrierung der HC-Masse in µg wird als Referenz das Messergebnis eines Prüfstands-FID herangezogen. Der mit dem FFID gemessene HC-Verlauf wird iterativ so lange verschoben, bis die modellierte mit der vom Prüfstands-FID gemessenen Masse übereinstimmt.

Dieses Verfahren ist für eine FFID-Arbeitsspielanalyse in Echtzeit nicht umsetzbar, da die Berechnung der HC-Masse sowie der iterative Kalibriervorgang sehr zeitaufwendig ist. Da für einen Vergleich der einzelnen Arbeitsspiele untereinander die HC-Emissionen nicht als absolute Masse in µg vorliegen müssen, wird in dieser Arbeit eine mittlere Kohlenwasserstoffkonzentration pro Arbeitsspiel berechnet.

Weil sich die Gaswolke bei geschlossenem Auslassventil im Auslasskrümmer nicht bewegt, ist es nicht sinnvoll, den HC-Verlauf über ein gesamtes Arbeitsspiel zu mitteln. Im Mittel herrscht zu diesem Zeitpunkt kein Massenstrom der zur HC-Emission beiträgt. Erst nach Öffnen des Auslassventils erreicht die Gaswolke nach einer Laufzeit die Messeinrichtung. Ein wichtiger Parameter bei der Berechnung einer mittleren HC-Konzentration ist das Integrationsintervall der FFID-Messwerte für die Mittelwertbildung. Der Verzug vom Öffnen des Auslassventils bis zur ersten HC-Spitze ist von der Strömungsgeschwindigkeit, der Ansprechzeit des Messgerätes und der Position der Messstelle abhängig und wird im Folgenden als Verzugszeit bezeichnet. Die Position der Gasentnahmestelle und die Ansprechzeit des FFIDs sind konstant, so dass für die Modellierung der Verzugszeit nur die Strömungsgeschwindigkeit als Einflussgröße berücksichtigt wird. Maßgeblich für den Massenstrom ist der Abgasgegendruck im Auslasskrümmer. Über den Zylinderdruck wird ein mittlerer Abgasgegendruck bei offenem Auslassventil gemessen und dient als Eingangsgröße bei der Berechnung der Verzugszeit. Die Messung und Auswertung im

¹¹ WAVE: kommerzielles thermodynamisches 1D-Ladungswechselprogramm der Ricard Inc.

Motorsteuergerät erfolgt winkelsynchron, so dass für den Integrationsbeginn die Verzugszeit mit Hilfe der Drehzahl in einen Verzugswinkel umgerechnet wird.

$$\overline{HC}_{AS} = \frac{1}{\varphi_E - \varphi_A} \int_{\varphi_A}^{\varphi_E} HC(\varphi) d\varphi \quad (3.2)$$

mit $\varphi_A = \text{Integrationsanfang} = \varphi_{A\ddot{O}} + \varphi_{Verzug}$ (3.3)

und $\varphi_E = \text{Integrationsende}$ (3.4)

Um den Verzugswinkel φ_{Verzug} über ein mathematisches Modell in Echtzeit berechnen zu können, wird zunächst durch Variation der Einflussparameter (Rasterverfahren) der Zusammenhang zwischen den Einflussgrößen und der Zielgröße vermessen. Ein statisches mathematisches Polynommodell (siehe A.2.1 Statische Modelle) wird mit Hilfe der Messdaten parametrisiert und liefert den Integrationsbeginn für die Mittelwertbildung. Der Abgasgegendruck wird über die Luftfüllung mit Hilfe der Drosselklappenstellung variiert. Die Drehzahlvariation wurde am Motorprüfstand über die E-Maschine aufgeprägt.

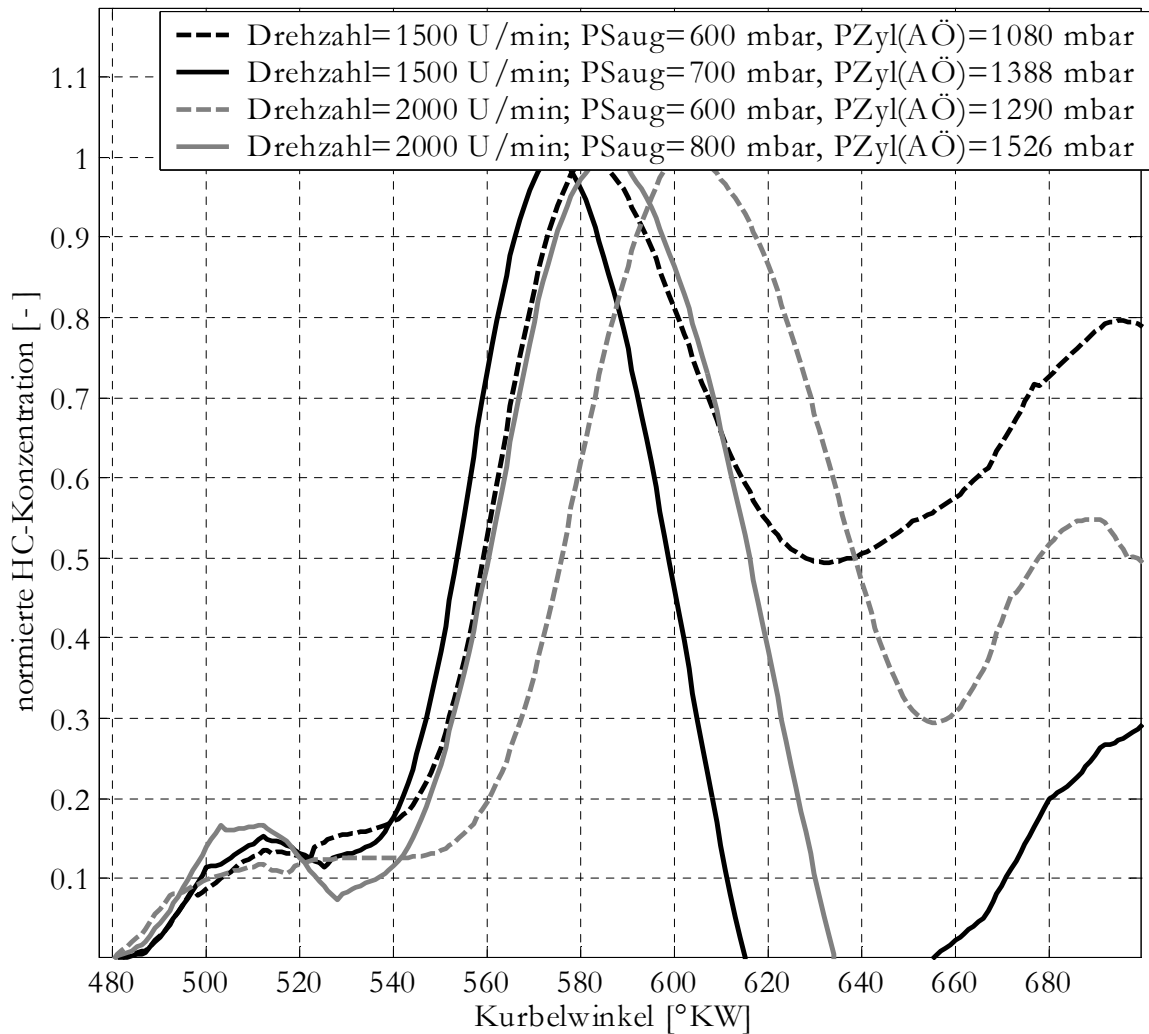


Abbildung 3.9: HC-Verlauf bei unterschiedlichen Last- Drehzahlpunkten, auf den Maximalwert normiert, über 200 Arbeitsspiele gemittelt

Abbildung 3.9 zeigt die kurbelwinkelaufgelöste mittlere HC-Konzentration. Die Kurvenverläufe zeigen exemplarisch den Einfluss von Drehzahl und Abgasgegendruck auf den HC-Konzentrationsverlauf bei unterschiedlichen Arbeitspunkten.

Um den Einfluss von zyklischen Schwankungen bei der Regressionsanalyse auszuschließen, werden die Messwerte der HC-Konzentration über 200 Arbeitsspiele gemittelt. Wegen der besseren Vergleichbarkeit untereinander werden die Kurvenverläufe auf ihren Maximalwert normiert. Es ist deutlich erkennbar, dass sich die Winkellage des Maximalwertes (HC-Spitze) mit zunehmender Drehzahl nach rechts verschiebt. Wird die Ansprechzeit des Messsystems als konstant betrachtet, so muss mit zunehmender Drehzahl auch der Verzugswinkel größer werden, da bei gleicher Zeit ein größerer Kurbelweg zurückgelegt wird.

Ein gegenläufiges Verhalten ist bei der Beziehung von Abgasgegendruck und Verzugswinkel zu beobachten. Da der Abgasgegendruck entscheidenden Einfluss auf die Strömungsgeschwindigkeit hat, steigt die Gaslaufzeit bei abnehmendem Abgasgegendruck. Die Gasgeschwindigkeit im Auslasskrümmer bestimmt maßgeblich die Dauer bis zum Erreichen der Gaswolke an der Messstelle. Die Verzugszeit muss somit mit zunehmendem Abgasgegendruck kürzer werden.

Während der Ventilüberschneidung von „Auslass schließt“ (AS) und „Einlass öffnet“ (EÖ) kann die Druckdifferenz von Saugrohr- und Zylinderdruck eine Rückströmung der Gasssäule bewirken. Um Quereinflüsse durch die Rückströmung zu minimieren, wird das Integrationsende vereinfacht auf EÖ definiert.

$$\varphi_E = \varphi_{EÖ} \quad (3.5)$$

Für die Berechnung des Verzugswinkels (φ_A) liefert ein quadratischer Polynomansatz nach Gleichung 3.6 mit dem Abgasgegendruck und der Drehzahl als Eingangsparameter einen absoluten Winkelfehler von kleiner 3 °KW. Bezogen auf das Gesamtintegrationsintervall von ca. 100 °KW ist das Ergebnis der Regression tolerierbar. Der Versuch den Saugrohrdruck ebenfalls als Eingangsparameter zu nutzen und somit den Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit abzudecken, liefert kein befriedigendes Ergebnis. Der Grund hierfür liegt in den unberücksichtigten Quereinflüssen auf den Abgasmassenstrom durch die Verbrennung. Diese können durch den Zylinderdruck bei „Auslass öffnet“ hinreichend genau abgedeckt werden. Gleichung 3.6 zeigt den empirischen Polynomansatz zur echtzeitfähigen Berechnung des Verzugswinkels.

$$\varphi_A = a_0 P_{Abgas} + a_1 P_{Abgas}^2 + a_2 n_{Mot} + a_3 n_{Mot}^2 \quad (3.6)$$

P_{Abgas} : Abgasgegendruck
mit n_{Mot} : Motordrehzahl

Abbildung 3.10 stellt den gemessenen und den modellierten Verzugswinkel bei verschiedenen Drehzahlen und Abgasgegendrücken dar. Für die Parametrierung des Modells werden

die Messdaten für jeden Arbeitspunkt über 200 Arbeitsspiele gemittelt. Dies gilt sowohl für die HC-Konzentration als auch für den Zylinderdruck.

Der Kurvenverlauf der Modellgröße in Abbildung 3.10 zeigt, dass dieser echtzeitfähige, empirische Polynomansatz 2.Ordnung ein lokales Minimum bei ca. 1500mbar aufweist und den Einfluss der Strömungsbedingungen nur bis zu dieser Grenze vertrauensvoll abbilden kann.

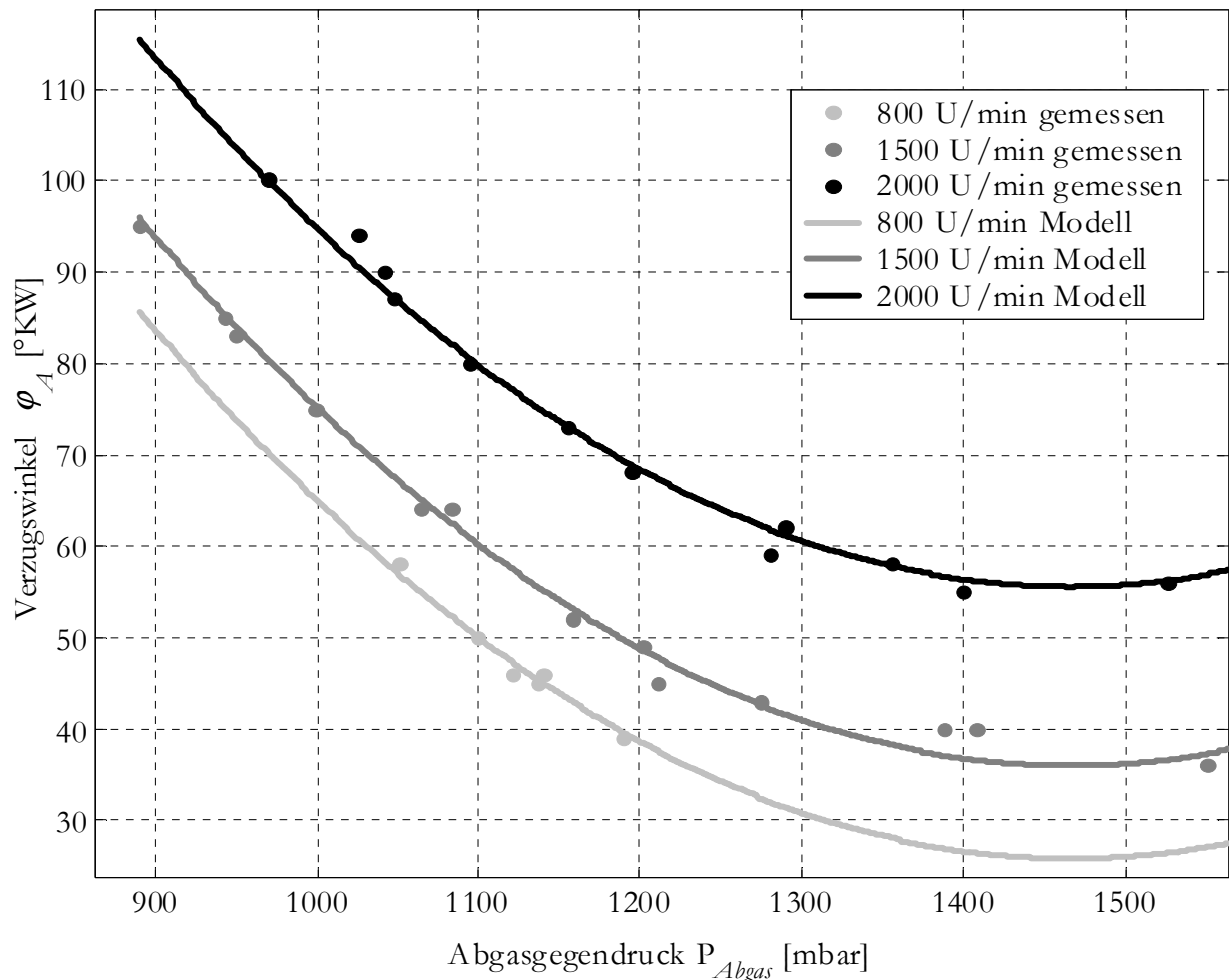


Abbildung 3.10: Verzugswinkel bei unterschiedlichen Last- Drehzahlpunkten

Im Folgenden dieser Arbeit kommt für eine zyklusindividuelle Bewertung der HC-Emissionen das vorgestellte Verfahren zum Einsatz. Dabei wird die mit dem FFID gemessene HC-Konzentration auf eine mittlere HC-Konzentration für das jeweilige Arbeitsspiel berechnet.

3.6 Motorsteuergerät

Da die fortschreitende Entwicklung auf dem Gebiet der Elektronik auch in der Kraftfahrzeugtechnik einen hohen Einfluss ausübt, werden moderne Verbrennungsmotoren in der Regel mit elektronischen Motorsteuergeräten betrieben. Erst im Zuge der hohen Flexibilität

durch das Motorsteuergerät, sind komplexe Regelstrategien und rechenintensive Modellansätze umsetzbar, so dass eine hohe Wirtschaftlichkeit bei gleichzeitig geringer Umweltbelastung erzielt werden kann. Nur hierdurch ist es möglich, derzeitigen und zukünftigen gesetzliche Abgasemissionsvorschriften nachzukommen, Komforteigenschaften stetig zu verbessern und den Kraftstoffverbrauch weiterhin zu minimieren.

Komponenten des Steuergeräts, wie Endstufen zur Ansteuerung des elektronischen Zünd- und Einspritzsystems oder Eingangsschaltungen zur Aufbereitung von Sensorsignalen sind Bestandteil der heutigen Steuergerätehardware. Kernstück des Motorsteuergeräts ist ein Mikrocontroller, der in Echtzeit die Erfassung von Sensorsignalen sowie die Ansteuerung der Aktoren über Steuer- und Regelalgorithmen ausführt. Mittels Sensoren werden Informationen über bestimmte Einflussfaktoren der Verbrennung dem Regelsystem zugeführt, so dass unter Verwendung von Regelstrategien oder gesteuert über Kennfelder die Stellglieder geschaltet werden.

Eine wesentliche Voraussetzung für diese Arbeit ist ein leistungsfähiges Motorsteuergerät, das Zylinderdruckinformationen hochaufgelöst im 1 °KW Raster erfassen und weiterverarbeiten kann. Zum einen muss die Schnittstelle zum Motorkabelbaum bedient werden, die eine serienmäßige Ansteuerung der Aktoren und Sensoren ermöglicht; zum anderen muss das Steuergerät eine leistungsfähige Recheneinheit besitzen, die eine Messung und die thermodynamische Auswertung von Zylinderdruckdaten in Echtzeit ermöglicht. Im Folgenden wird ein Überblick über die Rechnerstruktur gegeben. Dabei wird ein seriennahes Motorsteuergerät (Forschungssteuergerät) mit einem leistungsfähigen Parallelrechner (Arithmetik-Booster) derart kombiniert, dass die Ansteuerung der Aktoren und Standard-Sensoren über das Forschungssteuergerät erfolgt. Komplexe und rechenintensive Algorithmen werden hingegen ausgelagert auf dem Booster verarbeitet.

3.6.1 Forschungssteuergerät

Das Forschungssteuergerät basiert auf einer seriennahen Steuergerätehardware mit den erforderlichen Eingangsbeschaltungen für die konventionellen Sensorsignale, wie Saugrohrdruckgeber, Temperatursensoren, Drosselklappenposition, Fahrpedalgeber, Umgebungsdrucksensor, Nockenwellen- und Drehzahlgeber. Die Eingangsbeschaltung wandelt die von den Sensoren gemessenen Größen in geeignete Eingangsspannungen um, die dann vom Mikrocontroller mittels Analog-Digital-Wandler (AD-Converter) oder vom digitalen Eingangsport eingelesen und weiterverarbeitet werden.

Die Ausgangssignale werden über geeignete Endstufen verstärkt und steuern die Aktoren des Einspritz-, Drossel- und Zündsystems an. Abbildung 3.11 zeigt den schematischen Aufbau des Forschungssteuergeräts und die Verbindung zu den serienmäßigen Aktoren und Sensoren des Motors.

Kernstück des Steuerrechners ist ein Mikrocontroller vom Typ SABC167 der Firma Infineon, der mit einer Taktfrequenz von 20 MHz betrieben wird. Der Controller besitzt

intern eine Capture-Compare-Einheit, die eine Beziehung zwischen Zählerstand und externen Signalen aufbauen kann, indem beim Eintreten eines Interrupts der Zählerstand des Basis-Timers im Capture-Compare-Register aufgezeichnet wird. Die zeitkritische Signalerkennung, wie zum Beispiel bei der Drehzahlerfassung, ist damit ohne Berücksichtigung von Latenzzeiten in den Auswerteroutinen gelöst.

Das Steuergerät hält für den Mikrocontroller verschiedene Speichertypen vor. Der RAM-Speicher (flüchtiger Kurzzeitspeicher) wird mit Dauerspannung versorgt, so dass die Daten auch bei ausgeschalteter Zündung nicht verloren gehen. Im Rahmen dieser Arbeit wird das RAM in zwei Speicherklassen unterteilt. Zum einen existiert ein RAM-Bereich, der zunächst beim Einschalten des Controllers initialisiert wird, so dass alte Speicherelemente gelöscht werden. Die zweite Klasse definiert einen RAM-Bereich, der beim Einschalten nicht gelöscht wird. Somit können Adaptionswerte und Adaptionsskennfelder für zukünftige Start- und Warmlaufphasen gesichert werden.

Zusätzlich verfügt das Steuergerät über weiteren Speicher wie das Flash-EPROM (nicht flüchtiger Speicher für Programm- und Steuerdaten), das EEPROM (nicht flüchtiger Speicher für Adaptionswerte, Lernwerte und Diagnoseergebnisse bei Spannungsausfall).

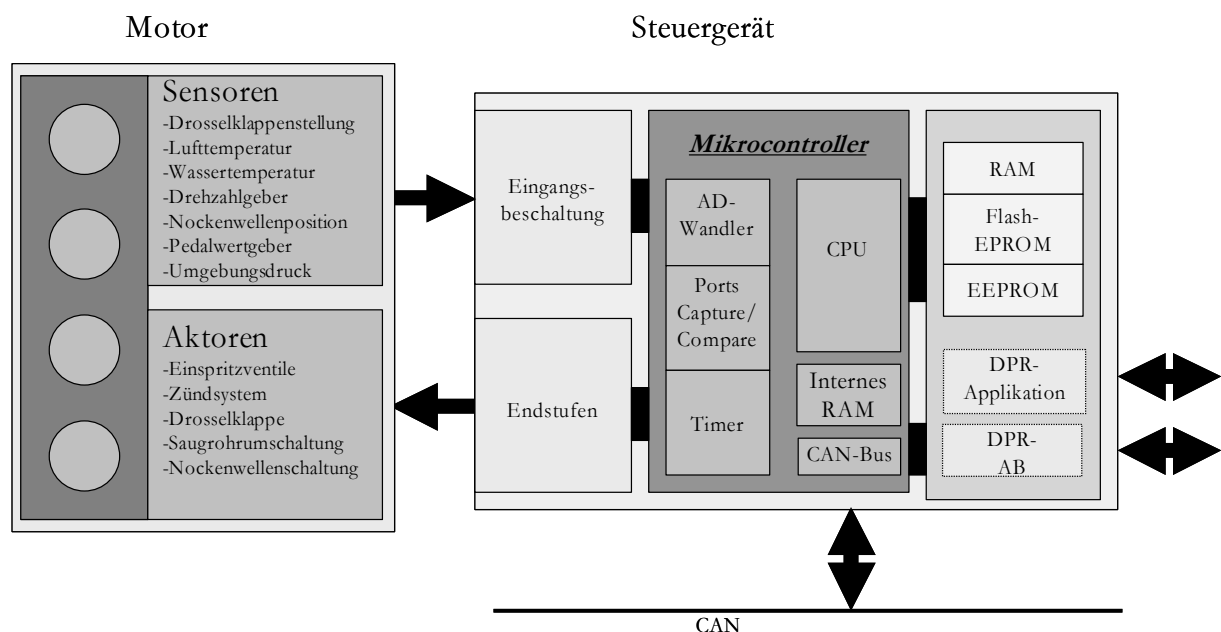


Abbildung 3.11: Aufbau des verwendeten Forschungssteuergeräts

Über ein Dual-Ported-RAM (DPR) besteht eine Verbindung zum Applikations- und Messsystem (vgl. Kapitel 3.7). Hiermit besteht die Möglichkeit, Messgrößen(Variablen) aus dem Steuergerät zu lesen sowie Regelparameter und Funktionsfreigaben als Stellgrößen im Betrieb zu variieren.

Als Kommunikationsschnittstelle zu dem im Folgenden Abschnitt dargestellten Arithmetik-Booster dient ein weiteres Dual-Ported-RAM. Ein Wechselpufferverfahren garantiert die Datenkonsistenz bei der bidirektionalen Kommunikation von Forschungssteuergerät und Arithmetik-Booster.

3.6.2 Arithmetik-Booster

Die Messung und Auswertung von Zylinderdrucksignalen erfordert rechenintensive Funktionen, die im synchronen Rechenraster mit 1° KW-Auflösung verarbeitet werden müssen. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wird für die Messung und die anschließende thermodynamische Auswertung ein, im Vergleich zum Forschungssteuergerät, leistungsfähiger Rechner eingesetzt. Der Arithmetik-Booster besitzt als Rechenkern eine PowerPC MC603e CPU, der mit einer Taktfrequenz von 300 MHz betrieben wird.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine im Auftrag der Volkswagen AG entwickelte Datenerfassungskarte (DZA3-Analogmodul) der Firma IAV in den Arithmetik-Booster integriert, um Zylinderdruckdaten in 1 °KW Auflösung zu erfassen. Die Datenerfassungskarte besitzt zwei Analog-Digitalwandler mit je 4 Kanälen, die im Track&Hold-Verfahren alle acht Kanäle mit einer Auflösung von 14 Bit zeitgleich messen. Zum Starten der AD-Wandlung verfügt das DZA3-Modul über einen digitalen Triggereingang. Dieser wird mit dem Signal eines Winkelmarkengebers versorgt und stellt somit die Basis der winkelsynchronen Messung von Zylinderdruckverläufen dar. Der Analog-Digitalwandler besitzt eine Latenzzeit von 11 µs, so dass theoretisch eine 1 °KW aufgelöste Messung bis zu einer Drehzahl von 15151 U/min möglich ist.

Die Wandlung der analogen Größen wird über die fallende Signalflanke des Winkelmarkengebers angestoßen. Nachdem der AD-Converter den analogen Messwert umgesetzt hat, wird ein Interrupt im PowerPC ausgelöst, um dort die Messdaten winkelsynchron zu verarbeiten.

Wird mit Hilfe des internen Timers des PPC603e die Periodendauer zwischen zwei Interrupts vermessen, so kann eine hochaufgelöste Drehzahlerfassung realisiert werden. Die absolute Auflösung der Drehzahlerfassung liegt bei Drehzahlen bis 6000 U/min unter 20 U/min. (vgl. Anhang [A.1]).

Im Gegensatz zum Forschungssteuergerät besitzt der Arithmetik-Booster eine Floating-Point-Einheit, die eine schnelle Bearbeitung von Fließkommaoperationen ermöglicht.

Abbildung 3.12 zeigt schematisch den Aufbau des Arithmetik-Boosters. Neben dem PowerPC603e als CPU besitzt der Booster einen statischen Variablenspeicher (SRAM), einen nichtflüchtigen Programmspeicher (PEROM) und ein Dual-Ported-RAM, das als Kommunikationsschnittstelle zum Forschungssteuergerät dient.

Da das SRAM kürzere Zugriffszeiten als das PEROM benötigt, wird in der Startroutine des PowerPCs der gesamte Programmcode aus dem nichtflüchtigen Programmspeicher

(PEROM) in das schnelle SRAM kopiert. Der Programmcode wird somit zur Laufzeit aus dem RAM gelesen. Parameter, die beim Ausschalten des Geräts nicht verloren gehen dürfen werden ebenfalls nichtflüchtig im PEROM gehalten.

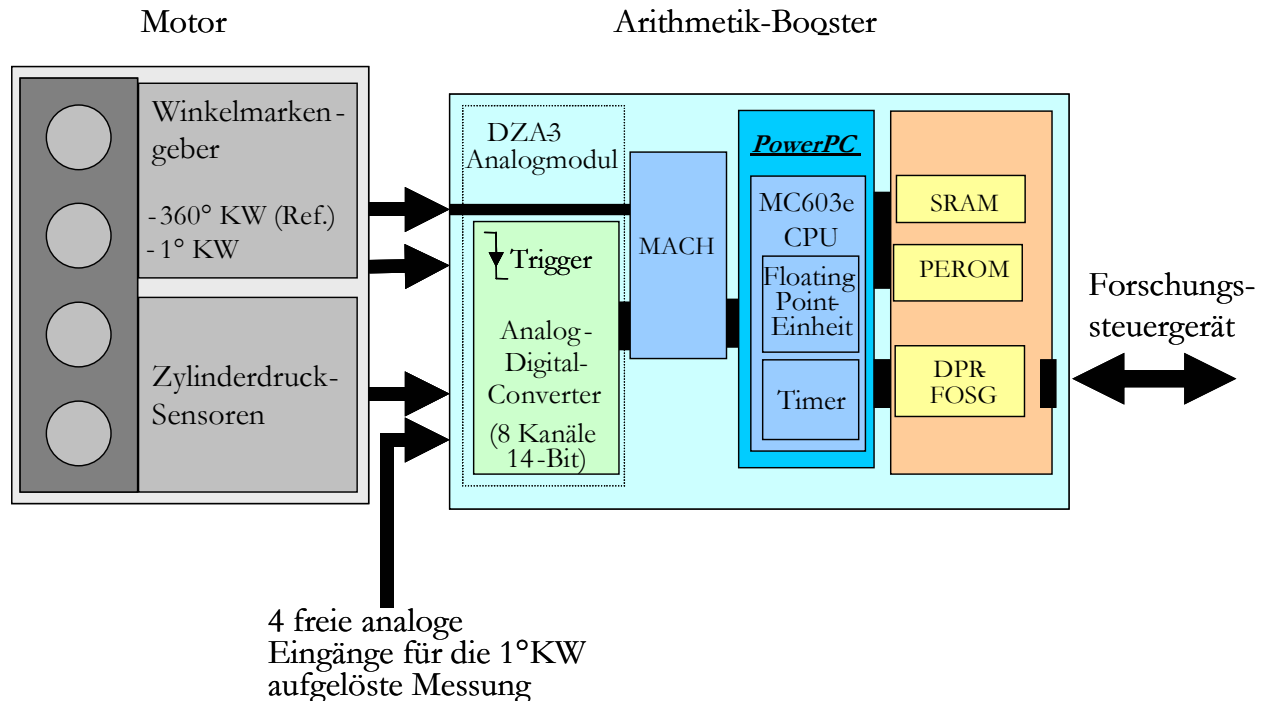


Abbildung 3.12: Aufbau des Arithmetik-Boosters

3.7 Applikations- und Messsystem

Während der Funktionsentwicklung und der Parametrierung von Algorithmen für Motorsteuergeräte besteht der Bedarf, Messdaten im Betrieb zu lesen und Stellgrößen, wie Parameter für Steuerungen und Regelkreise ohne Änderung der Software im laufenden Prozess anzupassen.

Als Applikationswerkzeug wird hier das Softwaretool INCA der Firma ETAS eingesetzt. Das Applikationssystem kommuniziert mit dem Forschungssteuergerät über ein Dual-Ported-RAM in drei verschiedenen Messrastern (10ms, 100ms und Synchro-Raster¹²). Für die Parametrierung der zylinderdruckbasierten Funktionen werden die Applikationsgrößen vom Forschungssteuergerät über die zweite Dual-Ported-RAM-Schnittstelle an den Arithmetik-Booster weitergeleitet.

Zur Automatisierung von Prozessabläufen bietet die Firma ETAS eine Schnittstelle zu MATLAB der Firma MATHWORKS an, die einen ferngesteuerten Betrieb des Applika-

¹² Messdaten werden synchron zur Drehzahl im 180° Kurbelwinkelraster an das Applikationssystem übertragen

tionssystems ermöglicht. MATLAB kann dabei direkt Stellgrößen der INCA-Umgebung bedienen und Messgrößen auslesen.

Um reproduzierbare Versuchsabläufe zu garantieren, werden Parametervariationen in Form von MATLAB-Script-Dateien definiert und automatisiert abgearbeitet. Hierbei werden auch Messgrößen aus dem Steuergerät über die INCA-Schnittstelle gelesen und können direkt wieder in den Prozessablauf eingehen. Für die Modellbildung unter Abschnitt 5.3 sind beispielsweise Lambdaschwingungen mit unterschiedlichen Gleichanteilen, Frequenzen und Amplituden notwendig. Bei diesem Versuch werden die einzelnen Sollwerte des Kraftstoffmassenschwingers durch das Applikationssystem über einen konfigurierbaren Verlauf von Parametersätzen vorgegeben. Mit dem Lambdaeregler werden dann im Versuch definierte Luft-Kraftstoffverhältnisse angefahren. Hat die Regelabweichung eine geforderte Schwelle unterschritten, so wird die Kraftstoffschwingung mit definierter Amplitude und Frequenz ebenfalls über die jeweiligen Applikationsgrößen aufgeprägt. Versuchsabläufe können somit über eine Skript-Datei im Vorfeld definiert werden und ermöglichen reproduzierbare Wiederholungen der Abläufe.

4 Verfahren zur Auswertung von Zylinderdrucksignalen

Zahlreiche Publikationen [16], [31], [65], [66], [67], [92], [105], [106] und [113] sehen in zylinderdruckbasierten Motorsteuerungen ein hohes Potential, den Kaltstart und die anschließende Warmlaufphase über Zylinderdruckinformationen zu optimieren. Zum einen bietet eine zylinderindividuelle, thermodynamische Brennraumdruckanalyse eine Beurteilung der innermotorischen Prozesse. Hierzu zählen die zyklus- und zylinderindividuelle Bestimmung der Luftfüllung sowie die anschließende Bewertung der Verbrennung. Zum anderen herrschen aber gerade beim Kaltstart gesonderte Randbedingungen, die sich vom „normalen“ Motorbetrieb durch die thermischen und dynamischen Gegebenheiten stark unterscheiden. Chancen und Grenzen, den ottomotorischen Kaltstart mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen zu verbessern, stehen und fallen mit der Signalqualität der Drucksensoren während der Kaltstartphase.

Abbildung 4.1 zeigt einen Überblick des Signalflusses von der winkelaufgelösten Zylinderdruckmessung mittels AD-Wandler bis zur thermodynamischen Auswertung der Messsignale.

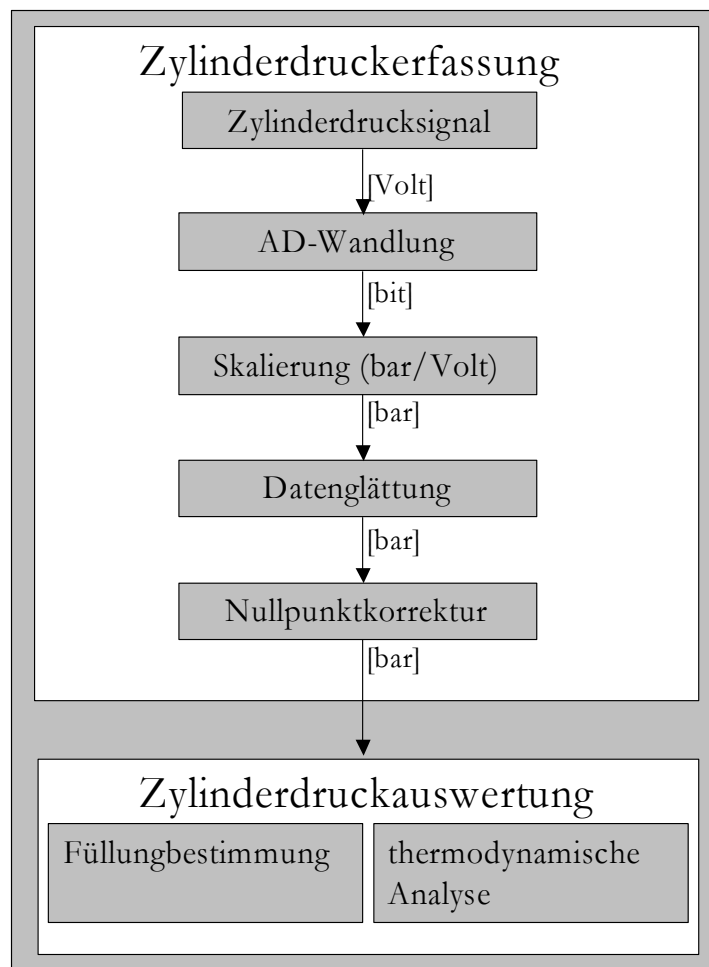


Abbildung 4.1: Signalfluss der Zylinderdruckauswertung

Der Zylinderdrucksensor liefert nach Abschnitt 3.4 eine zum Brennraumdruck proportionale elektrische Spannung. Nach der Messdatenerfassung durch den AD-Wandler werden die gemessenen Rohwerte über den sensorindividuellen Verstärkungsfaktor in einen physikalischen Druckwert umgerechnet. Abhängig von unvermeidbaren Störungen wie dem EMV-Einfluss des Zündsystems, die seismischen Störungen durch den Ventiltrieb oder Quantisierungseffekte durch die Digitalisierung ist eine Datenglättung erforderlich.

Um Phasenfehler durch die Tiefpassfilterung zu umgehen, wird eine symmetrische gewichtete Glättung für Druckdaten nach dem Ansatz von [28] gewählt. Der gemittelte Zylinderdruck am i -ten Kurbelwinkel berechnet sich mit Gleichung 4.1. folgendermaßen:

$$p_{i,gl} = \frac{\sum_{j=-n_{glatt}}^{n_{glatt}} f_j \cdot p_{i+j}}{\sum_{j=-n_{glatt}}^{n_{glatt}} f_j} \quad (4.1)$$

mit n_{glatt} als Glättungsordnung und

f_j als Gewichtungsfaktoren: $f(j) = 2^{-|j|}$ mit $j \in \{-n_{glatt}, \dots, n_{glatt}\}$.

In Abschnitt 3.4 wurde bereits erläutert, dass die Druckindizierung eine Relativmessung ist, so dass die gemessenen Zylinderdruckdaten nicht frei von Offsetfehlern sind. Um den fehlerhaften Druckoffset zu korrigieren, werden bekannte Methoden zur Nullpunkt-korrektur vorgestellt und für die Startphase bewertet. Dabei bieten sich im Gegensatz zum konventionellen Motorbetrieb gerade in der Startphase zusätzliche Möglichkeiten über schon vorhandene Absolutdrucksensoren den prinzipbedingten Offsetfehler der Zylinderdruckmessung zu korrigieren.

Abgeleitete Kenngrößen aus Zylinderdrucksignalen zur Steuerung und Regelung von Verbrennungsmotoren zu nutzen, ist bekannt und wurde bereits in [16], [29], [31], [41], [43], [54], [65], [66], und [113] vorgestellt. Dabei wird zwischen Kenngrößen zur Erfassung der Frischluftmasse und Merkmalen der Energieumsetzung unterschieden.

Im ersten Fall wird der Zylinderdruckverlauf vor der Verbrennung, das heißt während der Kompressionsphase ausgewertet und liefert ein Maß für die Gasfüllung im Zylinder. Im Weiteren dieser Arbeit werden mögliche Ansätze zur zylinderindividuellen Füllungsbestimmung mit Hilfe von Zylinderdrucksensoren vorgestellt und in Hinblick auf ihre Funktionsfähigkeit im Kaltstart untersucht. Dabei wird aufgezeigt, dass gerade im Kaltstart die starken thermischen Gradienten Fehler im Zylinderdrucksignal hervorrufen und somit die gemessene Größe ohne Korrekturmaßnahmen für den Kaltstart nur unzureichend einsetzbar ist.

Der zweite Fall bewertet den Zylinderdruckverlauf vom Zündzeitpunkt (ZZP) bis zum Öffnen des Auslassventils (AÖ) während der Verbrennung und charakterisiert somit den Verlauf des Kraftstoffumsatzes und schließlich die Güte der Verbrennung. Abschließend werden in diesem Kapitel Methoden zur thermodynamischen Auswertung von Zylinderdrucksignalen, wie die Berechnung des Heizverlaufs, die indizierte Arbeit sowie der Verbrennungskennwert als Maß für den Umsetzungsgrad vorgestellt. Diese Verfahren dienen in Kapitel 5 als Basis für die Untersuchung und Auswertung von Kaltstart- und Warmlaufmessungen.

4.1 Nullpunktkorrektur

Mit Zylinderdrucksensoren ist infolge elektrischer und thermischer Signaldrift nur eine relative Messung der Druckwerte möglich. Für die thermodynamische Auswertung von Zylinderdruckdaten sind häufig Absolutdruckwerte unerlässlich, so dass eine Anpassung der Druckmessung an das Absolutniveau zwingend erforderlich ist. Da das Signal im laufenden Betrieb driftet (Mittelzeitdrift), reicht in der Regel eine einmalige Niveauanpassung zu Beginn der Messung nicht aus. Die Korrektur der Mittelzeitdrift erfolgt über eine zyklusindividuelle Ermittlung des Offsetfehlers. Für die Fehlerbestimmung gibt es eine Reihe von Verfahren, die den Absolutdruck an einem Referenzpunkt innerhalb des Arbeitsspiels ermitteln, und über die Differenz zum gemessenen Zylinderdruck die folgenden Messwerte korrigieren.

Der korrigierte Zylinderdruck berechnet sich zu

$$p_{\text{Zyl}}(\varphi) = p_{\text{Mess}}(\varphi) + \Delta p_{\text{korr}}. \quad (4.2)$$

4.1.1 Nullpunktkorrektur über die Polytropenmethode

In vielen kommerziellen Indiziergeräten wird für die Nullpunktkorrektur die Polytropenmethode eingesetzt. Dabei wird angenommen, dass während der Kompression des Hubkolbenmotors der Wärmeaustausch mit der Zylinderwand konstant ist und so vor dem Zünd-OT der Polytropenexponent mit hoher Genauigkeit auch konstant verläuft:

$$p(\varphi_1) \cdot V(\varphi_1)^n = p(\varphi_2) \cdot V(\varphi_2)^n \quad (4.3)$$

Der Polytropenexponent n ist abhängig vom Wandwärmeübergang, der Gastemperatur und der Gaszusammensetzung. Für einen Kurbelwinkelabschnitt von 120 bis 60 °KW vor Zünd-OT wird der Polytropenexponent n für Ottomotoren mit 1.32 bis 1.35 angegeben [36].

Durch Umformung der Gleichung 4.3 erhält man einen Ausdruck für den Absolutdruck an der Kurbelwinkelposition φ_1 .

$$p(\varphi_1) \cdot (V(\varphi_1)^n - V(\varphi_2)^n) = (p(\varphi_2) - p(\varphi_1)) \cdot V(\varphi_2)^n \quad (4.4)$$

$$p(\varphi_1) = \frac{(p(\varphi_2) - p(\varphi_1)) \cdot V(\varphi_2)^n}{(V(\varphi_1)^n - V(\varphi_2)^n)} \quad (4.5)$$

Da der konstante Offsetfehler Δp_{fehler} keine Auswirkung auf die Druckdifferenz hat

$$p(\varphi_2) - p(\varphi_1) = (p_{mess}(\varphi_2) + \Delta p_{fehler}) - (p_{mess}(\varphi_1) + \Delta p_{fehler}) = p_{mess}(\varphi_2) - p_{mess}(\varphi_1), \quad (4.6)$$

lässt sich der Druckoffset bei bekannten Volumina an den Winkelpositionen φ_1 und φ_2 über die Druckdifferenz an Position φ_1 über die gemessenen Druckwerte zu

$$\Delta p_{korrr_poly} = \Delta p_{fehler} = p(\varphi_1) - p_{mess}(\varphi_1) = \frac{p_{mess}(\varphi_2) - p_{mess}(\varphi_1)}{\left(\frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)}\right)^n - 1} - p_{mess}(\varphi_1) \quad (4.7)$$

berechnen. Der Verlauf kann nun nachträglich und für die folgenden Druckmesswerte auf den richtigen Absolutwert korrigiert werden.

4.1.2 Empirische Nullpunktkorrektur über das Füllungsäquivalent

Aus der Druckdifferenz im Kompressionstakt kann über die polytrope Zustandsänderung ein Zylinderdruck bei „Einlass schließt“ für jedes Arbeitsspiel und jeden Zylinder berechnet werden. Der Druck an einem Referenzpunkt in der Kompressionsphase ergibt sich über die Zustandsänderung zu

$$p(\varphi_{Ref}) = p(\varphi_{ES}) \cdot \left(\frac{V(\varphi_{ES})}{V(\varphi_{Ref})}\right)^n \quad (4.8)$$

Mit Hilfe der Druckdifferenz

$$\Delta p = p(\varphi_{Ref}) - p(\varphi_{ES}) \quad (4.9)$$

und Gleichung 4.8 lässt sich der Zylinderdruck bei „Einlass schließt“ berechnen.

$$p(\varphi_{ES}) = \frac{1}{\left(\frac{V(\varphi_{ES})}{V(\varphi_{Ref})}\right)^n - 1} \cdot \Delta p \quad (4.10)$$

In Abschnitt 4.2.3 wird nach [43] ein Füllungsäquivalent zur Berechnung der Luftfüllung auf Basis von Zylinderdruckinformationen vorgestellt. Unter der Annahme, dass das Füllungsäquivalent nach Gleichung 4.17 bei unterschiedlichen Lastpunkten proportional zur Druckdifferenz nach Gleichung 4.9 ist, und der Polytropenexponent als konstant betrachtet wird, muss ein linearer Zusammenhang zwischen Füllungsäquivalent und Druck bei „Einlass schließt“ nach Gleichung 4.11 bestehen.

$$p(\varphi_{ES}) = a_0 \cdot \Delta \bar{p} \quad (4.11)$$

In der Praxis lässt sich die Beziehung zwischen Füllungsäquivalent und Druck bei „Einlass schließt“ über eine Gradengleichung gut abbilden.

$$p(\varphi_{ES}) = a_0 \cdot \Delta\bar{p} + a_1 \quad (4.12)$$

Für die Bestimmung der Koeffizienten a_0 und a_1 wird bei verschiedenen Last-Drehzahlpunkten das Füllungsäquivalent sowie der Zylinderdruck bei „Einlass schließt“ ermittelt. Der Druck kann beispielsweise über die nach Gleichung 4.7 korrigierten Zylinderdruckverläufe berichtet werden. Das im Anhang [A.2.1] dargestellte Parameterschätzverfahren ermittelt offline mit Hilfe der Datenbasis die Koeffizienten der Gradengleichung und legt diese im Steuergerät ab. Die Nullpunktkorrektur lässt sich später im Steuergerät bei bekanntem Füllungsäquivalent in Echtzeit folgendermaßen berechnen:

$$\Delta p_{korremp} = (a_0 \cdot \Delta\bar{p} + a_1) - p_{Mess}(\varphi_{ES}) \quad (4.13)$$

4.1.3 Restriktionen für den Motorstart

Die Polytropenmethode (Kapitel 4.1.1) zur Bestimmung des Absolutdrucks und die empirische Nullpunktkorrektur über das Füllungsäquivalent (Kapitel 4.1.2) können erst dann den Zylinderdruck korrigieren, wenn der Motor mindestens einmal die Kompressionsphase durchlaufen hat. Somit wird die Bestimmung der Offsetkorrektur maximal um ein Arbeitsspiel verzögert. Konzepte auf Basis von Zylinderdruckinformation bewerten nicht nur die letzte Verbrennung, sondern werden in [29], [43], [65], [67] und [113] auch zur Bestimmung der Zylinderfüllung herangezogen. Ist für die thermodynamische Auswertung des Zylinderdrucks der fehlerfreie Absolutdruckwert ab Motorstart erforderlich, so müssen weitere Maßnahmen getroffen werden, um den Druckoffset unabhängig vom Kompressionsdruck zu bestimmen.

Moderne Motorsteuergeräte sind in der Regel mit weiteren Drucksensoren verbunden, die im Gegensatz zum Zylinderdrucksensor einen absoluten Druckwert liefern. Dies sind zum Beispiel der so genannte Höhenggeber, der als Ausgangsgröße den Umgebungsdruck liefert oder der Saugrohrdruckgeber, der bei einer saugrohrdruckbasierten Füllungserfassung die Bestimmung Frischluftmasse ermöglicht. Diese Sensoren liefern einen Absolutdruck und können unter Berücksichtigung von Randbedingungen für die Offsetbestimmung ab Start herangezogen werden. Die Randbedingungen werden im Folgenden für die jeweiligen Referenzsensoren dargestellt. Die Offsetkorrektur berechnet sich am Referenzwinkel mit dem Messwert (p_{abs}) des Absolutdruckgebers zu

$$\Delta p_{korraabs} = p_{abs}(\varphi_{Ref}) - p_{Mess}(\varphi_{Ref}) \quad (4.14)$$

4.1.3.1 Offsetkorrektur vor dem Motorstart

Dreht sich der Motor nicht, so herrschen im Saugrohr die gleichen Druckbedingungen wie in der Atmosphäre. Eine Offsetbestimmung über den Umgebungsdruck vor dem eigentlichen Start ist jedoch nur dann zulässig, wenn ein Druckausgleich zwischen Umge-

bung und Brennraum stattgefunden hat. Bleibt der Motor bei geschlossenen Ventilen stehen, so kann nicht zwangsläufig davon ausgegangen werden, dass vor dem nächsten Start im Brennraum derselbe Druck wie im Saugrohr oder in der Atmosphäre herrscht. Beim schnellen Wiederholstart ist die Zeit zu kurz, um einen abgeschlossenen Druckausgleich über BLOW-BY-Effekte¹³ zu erwarten. Hier kann eine Offsetkorrektur nur beim offenen System durchgeführt werden. Die Freigabe erfolgt dann durch die Überwachung der Ventilsteuerzeiten. Ist das System geschlossen, muss der Nullabgleich bis zum Öffnen des Einlass- oder Auslassventils verzögert werden.

4.1.3.2 Offsetkorrektur über den Saugrohrdruck.

Messungen bei dem hier verwendeten Versuchsmotor bestätigen, dass im so genannten Anlasserschlepp ein Druckausgleich zwischen Saugrohr und Brennraum stattfindet. Somit kann in der Startphase bei niedrigen Drehzahlen und bei geöffnetem Einlassventil die Nullpunktkorrektur mit Hilfe des Saugrohrdrucks berechnet werden.

In dieser Arbeit wird ein Verfahren umgesetzt, das bei niedrigen Drehzahlen den Saugrohrdruck für die sensorindividuelle Nullpunktkorrektur heranzieht. Ab Motorstart werden zunächst die offsetfehlerbehafteten Rohwerte in einem Zwischenspeicher gehalten. Hat sich das Steuergerät mit der Kurbelwelle synchronisiert, so liegt zu jedem Messwert zwangsläufig eine Winkelposition der Kurbelwelle vor. Über die Ventilsteuerzeiten wird beim offenen System der mittlere Zylinderdruck für ein definiertes Winkelsegment berechnet. Das Intervall wird in den Bereich des maximalen Ventilhubes gelegt, da dort die Druckdifferenz am geringsten ist. Das gleiche erfolgt mit dem Referenzdruck des Absolutgebers, so dass über die Mittelwertdifferenz der Korrekturoffset berechnet werden kann.

$$\Delta p_{\text{korrsaugr}} = \bar{p}_{\text{Saug}} - \bar{p}_{\text{Mess}} \quad (4.15)$$

In Abbildung 4.2 ist ersichtlich, dass sich bei Anlasserschlepp das mittlere Druckniveau des Saugrohrs nach dem ersten Ladungswechsel kaum ändert. Dort kann eine Nullpunktkorrektur über den Absolutdruckwert des Saugrohrdruckgebers erfolgen. Bei ca. 900 °KW wird die erste Verbrennung gezündet. Infolge der Verbrennung erhöht sich die Motordrehzahl durch das Motormoment. Bei ca. 1000 °KW ist die Motordrehzahl erheblich größer als die Anlasserdrehzahl, so dass das Abpumpverhalten des Motors den Saugrohrdruck maßgeblich beeinflusst. Nun kann nicht mehr garantiert werden, dass ein Druckausgleich zwischen Saugrohr und Brennraum stattfindet. Im normalen Motorbetrieb bzw. im geschleppten Start mit hohen Drehzahlen ist eine Offsetkorrektur über dieses Verfahren unzulässig. Die Freigabe dieser Nullpunktkorrektur wird bei Überschreiten einer Drehzahlschwelle oberhalb der Anlasserdrehzahl verhindert.

¹³ Kompressionsdruckverluste, die auf Undichtigkeit des Brennraums zurückzuführen sind. Diese können u.a. Spalten zwischen Kolben und Zylinder sein.

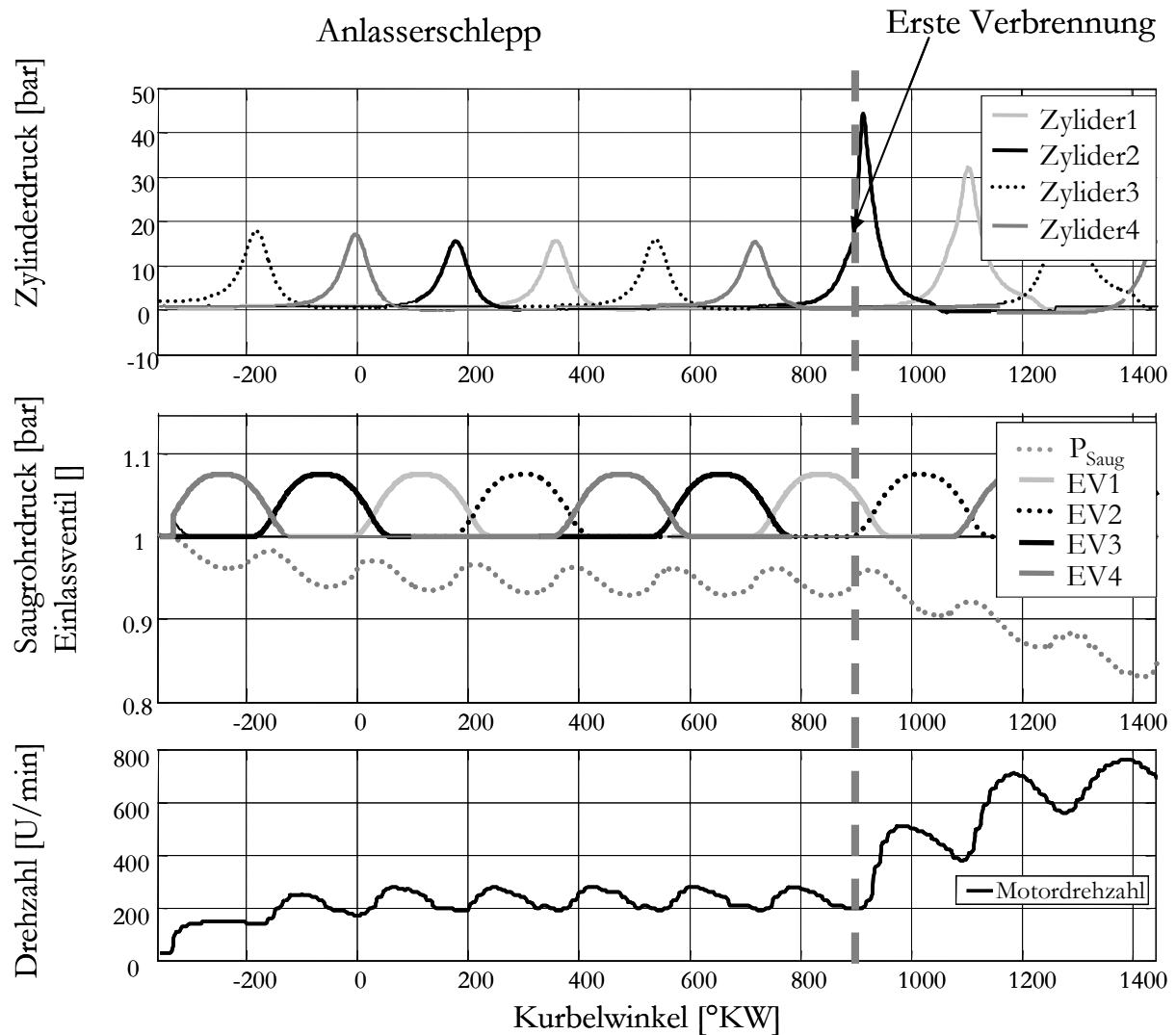


Abbildung 4.2: a) Zylinderdruckverlauf bei Motorstart mit Anlasserschlepp, b) Absaugverhalten im Saugrohr beim Öffnen der Einlassventile, c) Drehzahlverlauf

4.1.3.3 Offsetkorrektur über den Umgebungsdrucksensor

Bei dieser Art der Offsetkorrektur wird davon ausgegangen, dass ein Druckausgleich zwischen Zylinder und Umgebung stattfindet. Bei einer niedrigen stationären Drehzahl von ca. 200 U/min zeigen Messungen, dass durch das erste Absaugen des Motors der Saugrohrdruck (somit auch der Zylinderdruck bei geöffnetem Einlass) abhängig von der Drosselklappenstellung geringer ist als der Umgebungsdruck. Durch das Absaugverhalten des Motors erhöht sich im Folgenden die Druckdifferenz zwischen Umgebungsdruck und Saugrohrdruck. Liegt als Referenzdruck nur der Messwert des Umgebungsdrucksensors vor, so kann diese Information nur für die Nullpunktkorrektur bei Motorstillstand für das offene System eingesetzt werden. Schon bei Anlasserdrehzahl muss das Absaugverhalten über ein geeignetes Drossel- und Motorschluckmodell berücksichtigt werden. Auf Grund von Modellannahmen und fehlender Messgrößen (Ventiltemperaturen, Durchflussbeiwerte), ist dieses Verfahren für eine genaue Nullpunktkorrektur nicht zielführend.

4.2 Füllungserfassung auf Basis von Zylinderdruckinformationen

Die optimalen Werte der Steuergrößen für Zündwinkel und Einspritzmenge sind beim Ottomotor abhängig vom Betriebspunkt und werden in der Regel über Kennfelder berechnet. Dabei sind diese Kennfelder als 2-dimensionale Funktionsapproximatoren im Steuergerät abgelegt und besitzen als Eingangsgröße in der Regel die Motordrehzahl und die Motorlast. Die Motorlast ist nicht zwangsläufig gleichbedeutend mit dem Moment an der Kurbelwelle; vielmehr beschreibt hier die Motorlast die Luftmasse im Brennraum.

4.2.1 Konventionelle Methoden zur Füllungserfassung

Zur Erfassung der Luftmasse im Brennraum werden bei heutigen Ottomotoren (ohne Zylinderdrucksensoren) indirekte Messverfahren eingesetzt. Das bedeutet: eine direkte Erfassung der Frischluft im Zylinder ist nicht möglich und wird aus Sensorgrößen wie Saugrohrdruck, Luftmassenstrom im Saugrohr oder über die Drosselklappenposition abgeleitet.

Der Saugrohrdruck ist nicht exakt proportional zur Frischluftfüllung m im Zylinder, sondern ist über die ideale Gasgleichung (4.16) auch abhängig von der Temperatur T . Dabei entspricht p dem absoluten Druck im Saugrohr, V dessen Volumen und R der Gaskonstanten.

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (4.16)$$

Des Weiteren besteht eine zusätzliche Abhängigkeit zur Motordrehzahl und eine Querempfindlichkeit zu den Ventilsteuerzeiten, die bei Konzepten mit variablem Ventiltrieb¹⁴ berücksichtigt werden müssen. Eine empirische Einmessung der Abhängigkeiten am Versuchsmotor ist somit erforderlich.

Der Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) liefert im stationären Betrieb in Bereichen ohne Pulsation¹⁵ relativ gute Ergebnisse. Im instationären Betrieb kommt es bekanntermaßen durch Füllungseffekte im Saugrohr und wegen der relativ großen Entfernung zum Brennraum zu signifikanten Fehlern.

4.2.2 Brennraumdruck basierte Methoden zur Füllungserfassung

Für die Erfassung der Frischluftfüllung auf Basis von Zylinderdruckinformationen gibt es eine große Zahl an Veröffentlichungen. Küsell [54] stellt ein Verfahren vor, bei dem über die Druckdifferenz im Kompressionstakt mittels einer polytropen Zustandsänderung mit guter Näherung der Saugrohrdruck bestimmt werden kann. Das vom Müller in [65] und [66]

¹⁴ bei einem variablen Ventiltrieb sind die Steuerzeiten der Ein- Auslassventile nicht fest durch die Nockenkontur der Nockenwelle vorgegeben und können je nach Betriebspunkt variieren.

¹⁵ Pulsation: Im oberen Teillastbereich können Schwingungseffekte im Saugrohr einen Rückstrom der Luftmasse bewirken.

dargestellte Verfahren zur Erfassung der Frischluftfüllung im Zylinder ist physikalisch motiviert und berücksichtigt die verschiedenen im Brennraum enthaltenen Gasbestandteile wie Frischluftmasse, Kraftstoffdampf sowie interne- und externe Abgasrückführung. In diesem Verfahren wird der offsetfehlerfreie Zylinderdruck eines Referenzpunktes auf den Druck bei UT transformiert. Über die Partialdruckbilanz von Restgas, Kraftstoffdampf, Frischgasanteil und Zylinderdruck wird die Luftmasse im Zylinder berechnet.

Hart [29] schätzt mit Hilfe eines Kalman-Filters unter Berücksichtigung der Lambda- und der Zylinderdruckinformation die Frischluftmasse. Grundlage der physikalisch motivierten Modellbildung ist das ideale Gasgesetz sowie der 1. Hauptsatz der Thermodynamik.

Nach Zöller und Landsmann [120] kann mit der Brennraumdruckmessung anhand des Niederdruckbereichs während der Ansaugphase auf den Saugrohrdruck geschlossen werden. Ferner wird aus dem Druckverlauf der Verdichtung auf die Luftmenge im Zylinder und somit auf die Motorlast geschlossen.

In [31] stellen Held und Schubert ein einfaches Verfahren vor, in dem ein willkürlich festgelegter Kurbelwinkel in der Verdichtungsphase unter Berücksichtigung der Temperatur als Lastvariable (P_{cp}) definiert wird. Über P_{cp} -Drehzahlkennfelder werden die Basiswerte für Einspritzung und Zündwinkel empirisch vorgegeben.

In [43] stellt Jippa erstmalig das so genannte Füllungsäquivalent vor, das ähnlich wie im Ansatz nach Küsell die Druckdifferenz der Kompressionsdruckkurve bewertet. Ausgehend vom Füllungsäquivalent wird eine Gasamtmasse im Zylinder berechnet und unter Berücksichtigung des Umgebungszustandes, der Kühlmitteltemperatur sowie der Restgasanteile auf eine Frischluftmasse im Zylinder geschlossen. Da das Füllungsäquivalent in dieser Arbeit als Lasteingangsgröße für verschiedene Modelle dient, wird die Berechnungsvorschrift im Folgenden näher erläutert.

4.2.3 Füllungsäquivalent

Das Füllungsäquivalent ist ein Maß für die mittlere Druckdifferenz im Kompressionsdruckverlauf und sei wie folgt definiert:

$$\Delta \bar{p} = \frac{1}{N} \sum_{i=1+i_{ref}}^{N+i_{ref}} (p_i - p_{i_{ref}}) \quad (4.17)$$

mit $i_{ref} = 274$, bzw. $\varphi_{ref} = 274^\circ \text{KW}$ und $N = 15$.

Die obere Grenze des Intervalls ist durch den Zündwinkel begrenzt, da eine ausgelöste Zündung die Bedingung der polytropen Zustandsänderung verletzen würde. Der früheste mögliche Zündzeitpunkt der hier eingesetzten Versuchsmotoren ist auf 60°KW vor OT begrenzt.

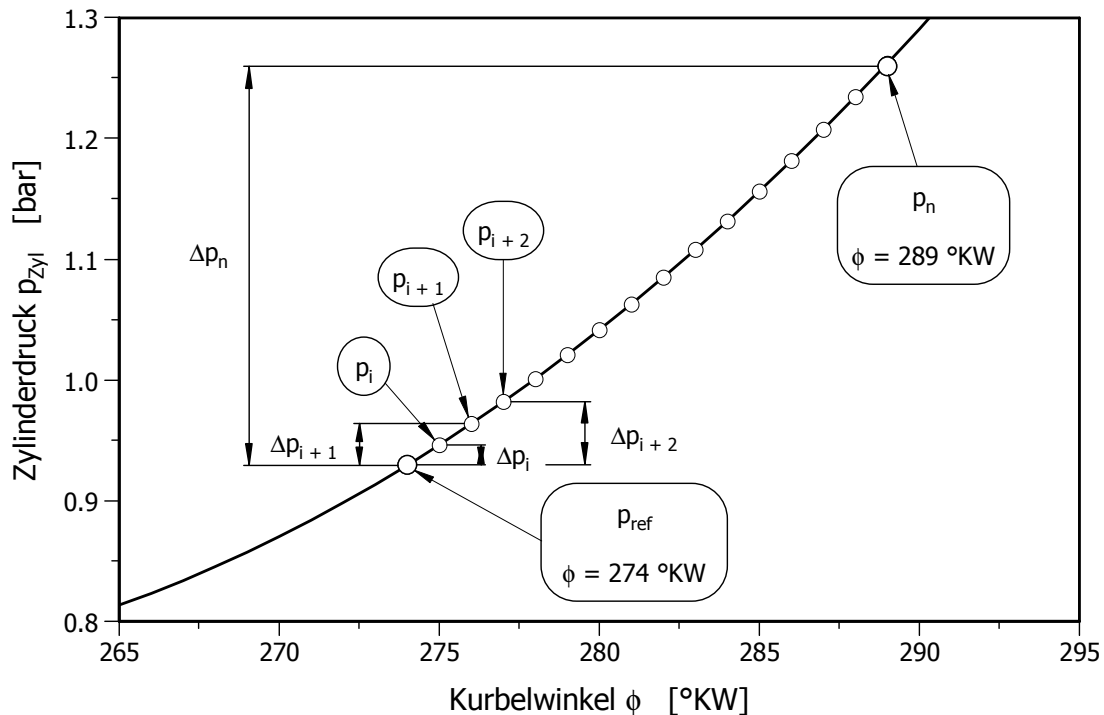


Abbildung 4.3: Definition des Füllungsäquivalentes nach [43]

Da der lineare Korrelationskoeffizient des Füllungsäquivalentes zur Gesamtzylindermasse mit zunehmender Integrationstiefe steigt, wird im Folgenden das Integrationsende von 289 °KW auf 300 °KW vergrößert. Da eine Verschiebung der oberen Integrationsgrenze in Richtung größer werdender Druckwerte erfolgt, ist eine Abnahme des Signalrauschens zu erwarten. Ursache hierfür ist die Verringerung des relativen Fehlers durch elektrische und mechanische Störungen mit zunehmenden absoluten Zylinderdruckwerten. Bedingt durch das Berechnungsverfahren nach Gleichung 4.17 ist bei der Verschiebung der Integrationsgrenzen ebenfalls der Einfluss auf den Absolutwert des Füllungsäquivalentes zu beachten.

4.2.4 Saugrohrmodell nach der Befüll- und Entleermethode

Eine Basisfunktion moderner Motorsteuergeräte ist die Erfassung der Frischluftmasse im Zylinder. Insbesondere im instationären Zustand kommt es zu Abweichungen zwischen tatsächlicher Luftfüllung und indirekt über HFM oder Drosselklappenposition erfasster Luftfüllung. Um die dynamischen Vorgänge im Luftpfad zu erfassen, wird als weit verbreitete Grundidee das Speicherverhalten des Saugrohrs über die Befüll- und Entleermethode modelliert. Dabei wird das Saugrohr als Druckbehälter behandelt, der durch die Drosselklappe kontinuierlich mit Luft gefüllt wird und aus dem der Motor durch sein Saugverhalten entsprechend dem Arbeitstakt über das Einlassventil Luft abgesaugt. In Abbildung 4.4 werden schematisch die Teilmodelle für die Drosselstelle, das Saugrohr und die Zylinder für den Luftpfad dargestellt.

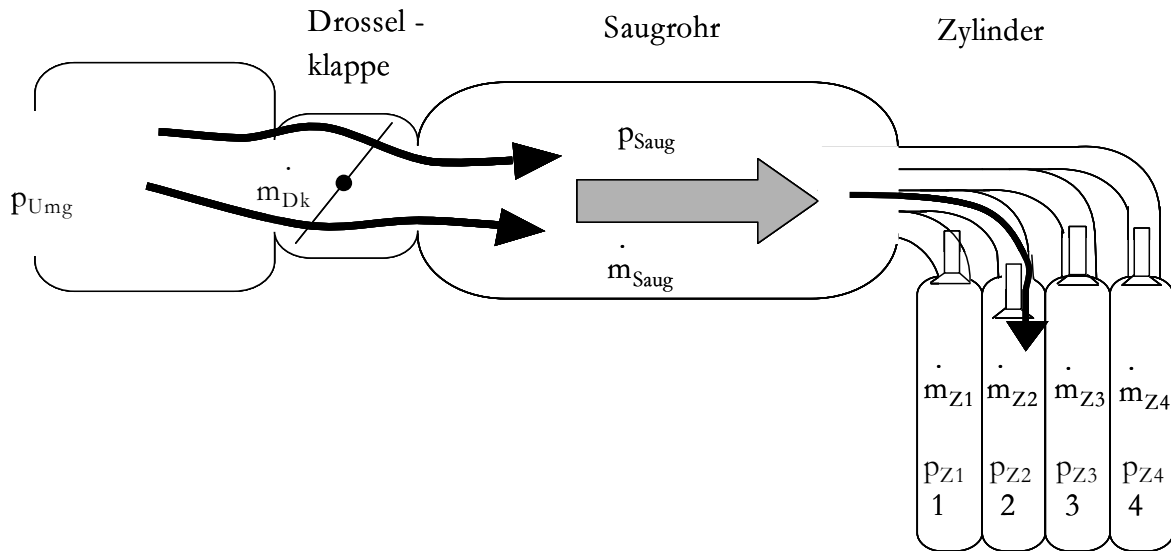


Abbildung 4.4: Luftpfadmodell

4.2.4.1 Zustandsänderung im Saugrohr:

Der Massenstrom im Saugrohr berechnet sich aus der Summe aller zu- und abfließenden Massenströme zu:

$$\dot{m}_{Saug} = \dot{m}_{DK} + \dot{m}_{Zyl1} + \dot{m}_{Zyl2} + \dot{m}_{Zyl3} + \dot{m}_{Zyl4} \quad (4.18)$$

Die Druckänderung im Saugrohr kann mit Hilfe der thermodynamischen Zustandsgleichung des vollkommenen Gases zu

$$dp_{Saug} = \frac{\dot{m}_{Saug} \cdot T_{Saug} \cdot R}{V_{Saug}} \quad (4.19)$$

berechnet werden, so dass sich als zentrale Größe der Saugrohrdruck nach Gleichung 4.20 einstellen wird.

$$p_{Saug} = p_{Saug0} + \int dp_{Saug} dt \quad (4.20)$$

4.2.4.2 Luftmassenstrom Drosselklappe

Der Massendurchsatz durch die Drosselklappe kann über die Durchflussgleichung kompressibler Medien an idealen Düsen unter Annahme einer reibungsfreien Strömung idealer Gase beschrieben werden[81]:

$$\dot{m}_{DK} = A_{DK}(\alpha) \cdot p_{Umg} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_L T_L}} \cdot \psi(p_{Saug}, p_{Umg}, \kappa) \quad (4.21)$$

mit:

$$\psi(p_{Saug}, p_{Umg}, \kappa) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{Saug}}{p_{Umg}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{Saug}}{p_{Umg}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \text{für } 1 \geq \frac{p_{Saug}}{p_{Umg}} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.22)$$

für den unterkritischen¹⁶ Fall bei vergleichbar hohem Saugrohrdruck.

Für den überkritischen¹⁷ Fall ist der Durchfluss konstant.

$$\psi(p_{Saug}, p_{Umg}, \kappa) = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad \text{für } \frac{p_{Saug}}{p_{Umg}} < \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (4.23)$$

$\kappa=1,4$: Isentropenexponent für Luft,

$A_{DK}(\alpha)$: Ausströmquerschnitt als Funktion des Drosselklappenwinkels

p_{Saug} =Saugrohrdruck

p_{Umg} =Umgebungsdruck

4.2.4.3 Luftmassenstrom Zylinder

Das Saugverhalten der Zylinder wird bei modernen Motorsteuergeräten als kontinuierliche Pumpe mit nichtlinearem Wirkungsgrad modelliert und kann vereinfacht über eine Funktion von Saugrohrdruck und Motordrehzahl abgebildet werden. Bei einer zylinderdruckbasierten Motorsteuerung liegt der Zylinderdruck als Messwert vor, so dass der Massendurchsatz in den Brennraum bei bekannter Ventilöffnungsfläche wie unter Abschnitt 4.2.4.2 über die Durchflussgleichung nach Gleichung 4.21 berechnet werden kann.

4.2.4.4 Anwendbarkeit des Saugrohrmodells auf den Kaltstart

Da es sich beim Kaltstart um einen hochdynamischen Ablauf handelt, sind gerade bei diesem Betriebspunkt die unter Abschnitt 4.2.1 aufgezeigten konventionellen Methoden zur Bestimmung der Luftmasse fehlerhaft und für den Motorstart unbrauchbar. Bei einer zylinderdruckbasierten Methode lässt sich der Luftmassenstrom über die in Abschnitt 4.2.4.1, 4.2.4.2 und 4.2.4.3 beschriebenen Teilmodelle direkt am Einlassventil des Zylinders modellieren, so dass die Bestimmung des Luftmassenstroms in die einzelnen Zylinder für den Startvorgang theoretisch möglich erscheint.

Ein direkter Vergleich des realen Massenstroms mit der modellierten Größe ist auf Grund der fehlenden Referenz nicht möglich. Für die Beurteilung des Verfahrens wird deshalb als messbare zentrale Zustandsgröße der Druck im Saugrohr herangezogen.

Abbildung 4.5 zeigt den gemessenen und den über Gleichung 4.20 modellierten Saugrohrdruck für die ersten 20 Arbeitsspiele ab Motorstart. Es ist deutlich erkennbar, dass die Modellierung zwar im stationären Betriebszustand den real gemessenen Verlauf mit geringen Abweichungen approximiert, jedoch in den ersten Verbrennungen ab Start sehr hohe Ungenauigkeiten in der Modellgröße auftauchen. Die Ursache hierfür liegt in der

¹⁶ Als über- oder unterkritisch wird das Druckverhältnis vor und nach der Drossel bezeichnet.

¹⁷ oberhalb des kritischen Druckverhältnisses herrscht Schallgeschwindigkeit und die Strömung ist konstant

mangelhaften Signalgüte der Zylinderdruckwerte. Gerade im Start herrschen starken Temperaturgradienten im Brennraum, so dass die Sensoren auf Grund ihrer Thermoschockempfindlichkeit große Probleme aufweisen [68]. Da sich der Thermoschockeffekt bis in den Ladungswechsel auswirkt, hat dieser Fehler einen unmittelbaren Einfluss auf den modellierten Massenstrom in den Zylinder.

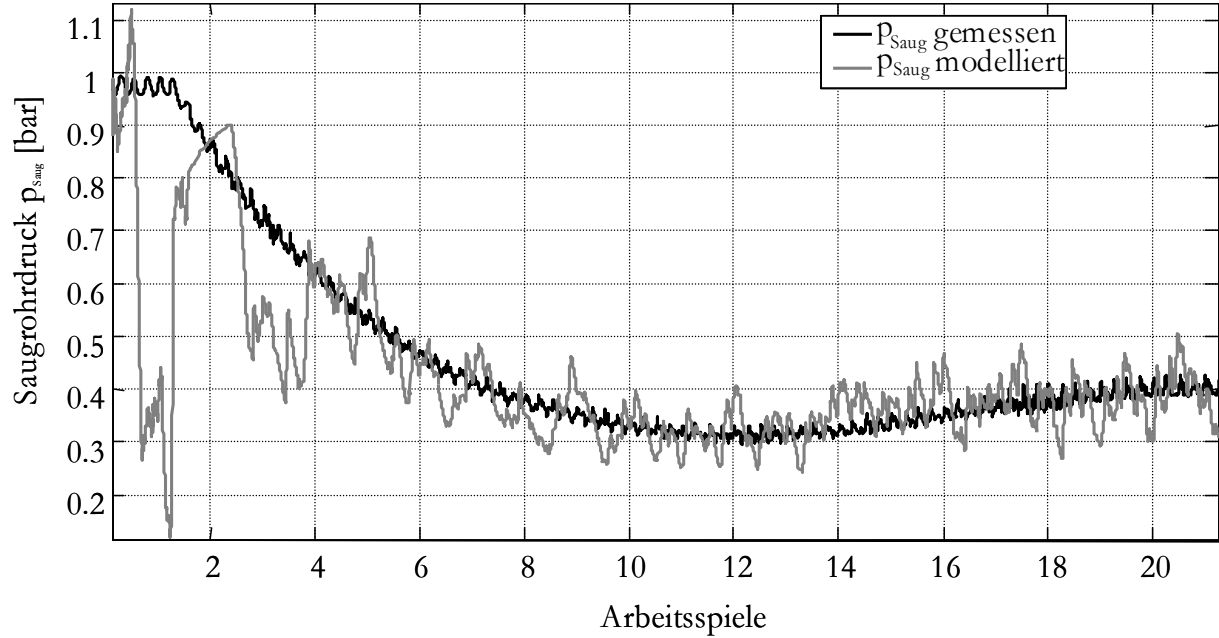


Abbildung 4.5: Modellierter Saugrohrdruck im Start

4.3 Thermodynamische Auswertung von Zylinderdrucksignalen

4.3.1 Energieumsatz und Heizverlauf

Die Umsetzung der im Luft-Kraftstoffgemisch gebundenen chemischen Energie während der Verbrennung liefert genaue Informationen über den zeitlichen Ablauf der Verbrennung. Eine vollständige thermodynamische Auswertung für den Hochdruckprozess kann nach [42] über den 1. Hauptsatz der Thermodynamik für ruhende geschlossene Systeme unter Einbeziehung der Winkelgeschwindigkeit beschrieben werden

$$\frac{dU}{d\varphi} = -\frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + \frac{dW}{d\varphi} \quad (4.24)$$

und liefert den Brennverlauf $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ bzw. als integrale Größe

$$Q_B(\varphi) = \int_{ZZP}^{A\ddot{O}} \frac{dQ_B}{d\varphi} d\varphi \quad (4.25)$$

den Summenbrennverlauf $Q_B(\varphi)$. Die Größe $Q_B(\varphi)$ gibt hierbei die bereits umgesetzte Energie an der Kurbelwellenposition φ an, so dass eine Aussage über den verbrannten

Kraftstoffmassenanteil in Abhängigkeit der Kurbelwinkelposition zur Analyse des Verbrennungsablaufs möglich ist. Die vollständige Brennverlaufsanalyse berücksichtigt die Änderung der inneren Energie $dU/d\phi$, die Volumenänderungsarbeit $dW/d\phi$ und die ausgetauschte Wärme über die Zylinderwand $dQ_w/d\phi$ und wird mit geeigneten Wärmeübergangsmodellen und genauen Stoffwerteansätzen modelliert. Üblicherweise wird der Energieumsatz als 1-Zonen oder 2-Zonen Modell gerechnet. Dabei wird beim 1-Zonen-Modell von konstanten Druck- und Temperaturverhältnissen im gesamten Brennraum ausgegangen. Im Gegensatz dazu wird beim 2-Zonenmodell der Brennraum in eine Zone mit unverbranntem Gemisch und eine Zone mit verbranntem Gemisch aufgeteilt [62]. Beide Methoden sind mit relativ großem Rechenaufwand lösbar und werden von Jippa [43] und Müller [65] auf Grund von iterativen Lösungsverfahren als nicht echtzeitfähig beurteilt.

Unter Vernachlässigung der Wandwärmeverluste kann der Brennverlauf in den so genannten Heizverlauf überführt werden und beschreibt somit den zeitlichen Verlauf der zugeführten Wärme. Der Heizverlauf ist somit äquivalent zu der Umwandlung der im Kraftstoff chemisch gebundenen Energie in Wärmeenergie. Hohenberg [35] entwickelt ein Verfahren zur Bestimmung des Heizverlaufs aus dem Zylinderdruckverlauf, der in der Literatur als „schneller Heizverlauf“ bezeichnet wird.

Dabei spaltet er eine reale Zustandsänderung im definierten Intervall in eine isentrope¹⁸ Expansion/Kompression und in eine isochore¹⁹ Wärmeabfuhr/zufuhr auf. Durch die adiabate Zustandsänderung ergibt sich an Zustand 2 in Abbildung 4.6 der Druck zu:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (4.26)$$

Ausgehend von Zustand 2 geht beim Übergang zum Zustand 3 der Einfluss der Verbrennungswärme ein, so dass sich die zugeführte Wärme gemäß Gleichung 4.27 berechnen lässt.

$$\Delta Q_H = m_K \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.27)$$

Unter Zuhilfenahme der idealen Gasgleichung und der Berücksichtigung, dass das Volumen im Zustand 2 und Zustand 3 identisch ist, lässt sich der Heizverlauf nach Hohenberg wie folgt schreiben:

$$\Delta Q_H = V_3 \cdot \frac{c_v}{R} \cdot \left[p_3 - p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_3} \right)^n \right] \quad (4.28)$$

¹⁸ Zustandsänderung ohne Wärmeübergang, auch Adiabate genannt

¹⁹ Zustandsänderung bei konstantem Volumen

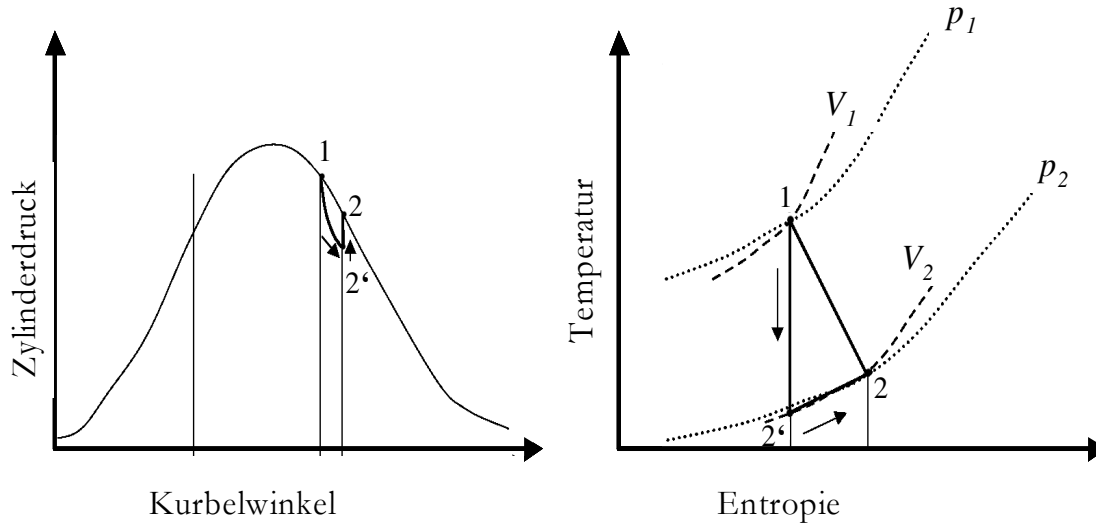


Abbildung 4.6: Aufteilung in zwei ideale Zustandsänderungen

Die spezifische Wärmekapazität kann über einen Ansatz nach Hohenberg als lineare Funktion der Temperatur angenähert werden.

Beim Verfahren nach Rasweiler & Withrow vereinfacht sich Gleichung 4.28 für den Heizverlauf mit

$$\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\kappa - 1} \quad (4.29)$$

und $\varphi(i)$ als Kurbelwinkelposition und $n=1.32$ als Polytropenexponent zu

$$\Delta Q_H = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_{\varphi(i)} \cdot \left[p_{\varphi(i)} - p_{\varphi(i-1)} \cdot \left(\frac{V_{\varphi(i-1)}}{V_{\varphi(i)}} \right)^n \right] \quad (4.30)$$

Um den Algorithmus in Echtzeit rechnen zu können, wird der durch die Motorgeometrie bekannte kurbelwinkelabhängige Volumenanteil im Vorfeld offline berechnet und über eine Tabelle in Form eines Arrays dem Steuergerät bereitgestellt.

Der Summenheizverlauf für die Verbrennung kann durch einfache numerische Integration berechnet werden:

$$Q_H(\varphi) = \sum_{i=ZZP}^{AÖ} \Delta Q_H(\varphi) \Delta \varphi \quad (4.31)$$

Der Integrationsanfang wird auf den Zündzeitpunkt gelegt, da erst durch die Zündung die Entflammung des Kraftstoffgemisch eingeleitet wird. Die Bedingungen für ein geschlossenes System sind durch die Ventilsteuerzeiten vorgegeben. Das Integrationsende wird somit auf „Auslass öffnet“ (AÖ) festgelegt.

Für die Berechnung des Heizverlaufs existieren in der Literatur weitere Ansätze [43], [65], [89] und [120]. Ein Vergleich der Verfahren in Hinblick auf Echtzeitfähigkeit und Genauigkeit der Schwerpunktage zeigt Müller in [65]. Der Vorteil der schnellen Heiz-

verlaufberechnung gegenüber anderen Verfahren liegt darin, dass nicht nur Kenngrößen aus dem normierten Heizverlauf abgeleitet werden. Dadurch, dass der Heizverlauf selbst vorliegt, kann über den Summenheizverlauf eine quantitative Aussage über den Gesamtumsatz Q_{max} getroffen werden.

4.3.2 Kenngrößen des Summenheizverlaufs

Abbildung 4.7 zeigt schematisch den Heizverlauf und den normierten Summenheizverlauf aus dem gemessenen und Nullpunkt korrigierten (vgl. 4.1 Nullpunktkorrektur) Zylinderdruck. Berechnet wird hier der Heizverlauf nach dem Verfahren von Rasweiler & Withrow.

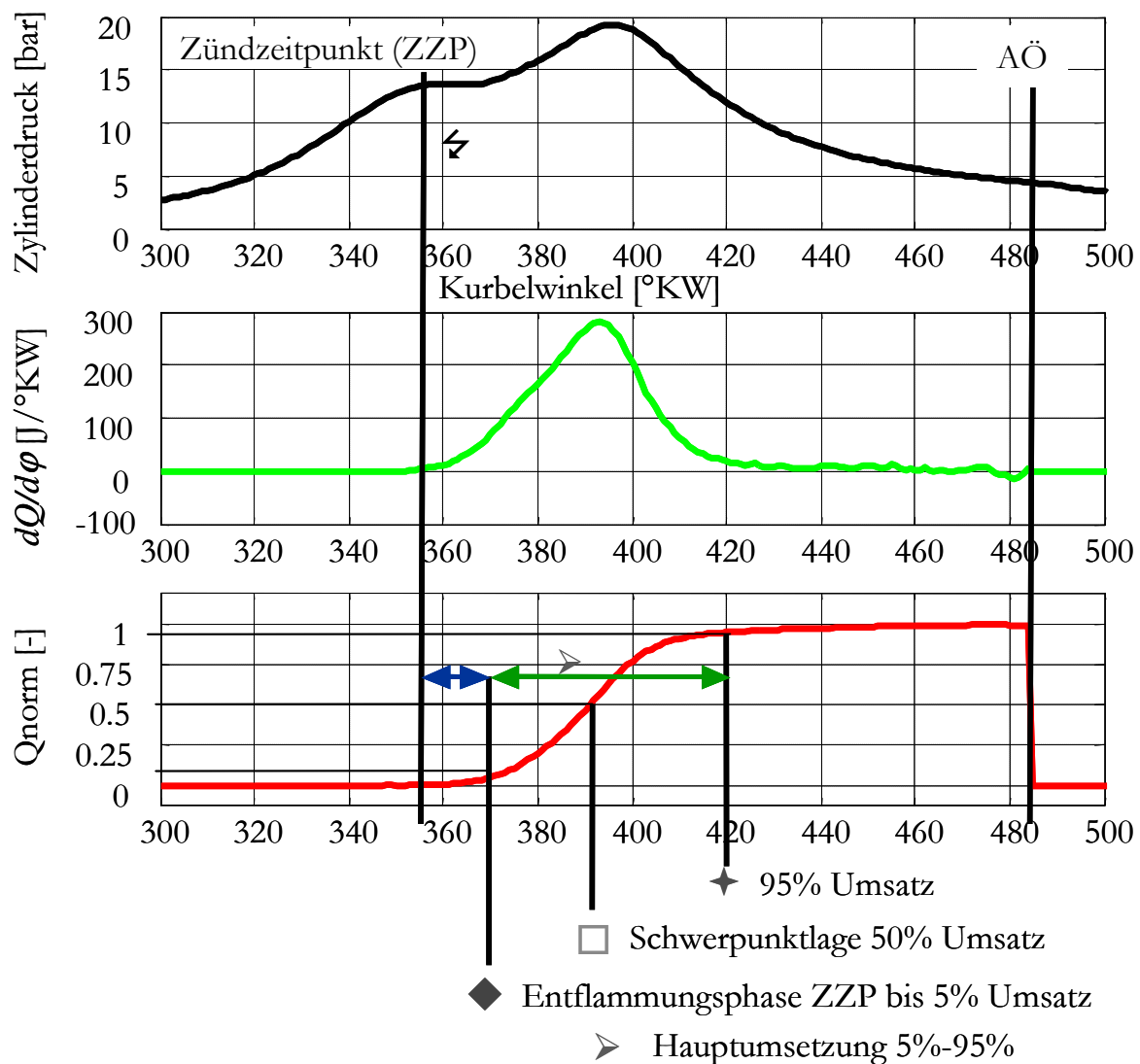


Abbildung 4.7: Kenngrößen aus dem Heizverlauf

- schematische Darstellung des Zylinderdruckes einer Verbrennung
- Heizverlauf
- Summenheizverlauf und dessen Kenngrößen

Ausgehend vom normierten Summenheizverlauf lässt sich die Verbrennung über die folgenden Kenngrößen charakterisieren:

Brennbeginn: Als Brennbeginn wird der Zeitpunkt betrachtet, an dem ein definierter unterer Schwellwert der Energieumsetzung stattgefunden hat. In der Regel wird dieser Schwellwert mit 1% bis 5% ($\sigma_{5\%}$) des Gesamtumsatzes angegeben.

Entflammungsphase: Als Entflammungsphase wird der Kurbelwellenwinkel vom Zündzeitpunkt bis zum Brennbeginn bezeichnet und legt damit den Zündverzug fest. Dieser definiert die verspätete Entflammung gegenüber dem Zündzeitpunkt. In der Literatur soll die Entflammungsphase ein Merkmal für die Entflammungsbedingungen an der Zündkerze sein und ist somit ein Indikator für die brennrauminterne Gemischbildung [16] und [62].

50%Umsatz: Der 50% Umsatz wird als so genannte Verbrennungsschwerpunktlage bezeichnet. Er gibt die Kurbelwinkelposition an, bei der 50% des Kraftstoffgemischs umgesetzt ist und wird als Maß für den Wirkungsgrad der Verbrennung herangezogen. Eine vom Wirkungsgrad optimale Verbrennung für Ottomotoren liegt bei einer Schwerpunktlage von ca. 8 Grad Kurbelwinkel nach Zünd-OT [6]. Verfahren zur Optimierung des Wirkungsgrades regeln die bestmögliche Schwerpunktlage über den Zündwinkel ein.

Brenndauer: Als Brenndauer oder Hauptumsetzung wird das Intervall zwischen Entflammungsphase und einer oberen Schwelle des Summenumsatzes bezeichnet. Die obere Schwelle wird mit 90% - 95% des Gesamtumsatzes angegeben. Die Brenndauer wird nach [56] in dem Maße durch die Gemischbildung beeinflusst, dass ein fettes Gemisch die Brenndauer verkürzt.

Nachbrennphase: Der Bereich zwischen der oberen Grenze des Brenndauerintervalls (95%) bis zum 100% Umsatz wird als Nachbrennphase bezeichnet.

In der vorliegenden Arbeit wird zur Bestimmung der Entflammungsphase der untere Schwellwert auf 5% festgelegt ($\sigma_{5\%}$). Für die Berechnung der Brenndauer wird das Intervall auf 5% bis 95% definiert.

4.3.3 Indizierte Arbeit

Die auf den Kolben wirkende spezifische Arbeit wird als integrale Größe über das Ringintegral

$$w_{iges} = \oint p \cdot dV \quad (4.32)$$

bestimmt und ist damit ein Mittel zur Berechnung des Drehmoments.

Die indizierte Arbeit bezogen auf das Hubvolumen eines Arbeitsspiels wird als indizierter Mitteldruck bezeichnet und kann in zwei Teilabschnitten, dem Hochdruck- und dem Niederdruckteil bestimmt werden.

$$p_{mi} = \frac{1}{V_H} \cdot \oint p \cdot dV \quad (4.33)$$

Der Hochdruckanteil nach Gleichung 4.34 wird zur Beurteilung der Verbrennung z.B. zur Zündaussetzererkennung oder zur Diagnose der Gleichlaufqualität verwendet.

$$p_{mi_HD} = \frac{1}{V_H} \cdot \int_{V(180^\circ KW)}^{V(540^\circ KW)} p \cdot dV \quad (4.34)$$

Zur Beurteilung der Ladungswechselarbeit wird der Niederdruckanteil (Gleichung 4.35) herangezogen und berechnet sich über zwei Teilintervalle innerhalb eines Arbeitsspiels. Auf Grund der Ladungswechselverluste hat der indizierte Mitteldruck bei gedrosselten Saugmotoren meistens negative Werte, die mit der Drehzahl ansteigen und mit steigender Last sinken.

$$p_{mi_LW} = \frac{1}{V_H} \cdot \left[\int_{V(0^\circ KW)}^{V(180^\circ KW)} p \cdot dV + \int_{V(540^\circ KW)}^{V(720^\circ KW)} p \cdot dV \right] \quad (4.35)$$

Im laufenden Prozess wird der Zylinderdruck über den Winkelmarkengeber diskret abgetastet und wird in der Regel über eine numerische Integration als Summenfunktion berechnet.

$$p_{mi} = \sum_{i=180}^{540} p(i) \cdot d\tilde{V}_{Norm_HUB} \quad (4.36)$$

Für die Forderung einer echtzeitfähigen Bearbeitung wird im Vorfeld die winkelabhängige Volumenänderung über die Motorgeometrie bzw. über die Kinematik des Kurbeltriebs berechnet und auf das Hubvolumen normiert in einer Tabelle abgelegt. Gleichung 4.36 gibt den implementierten Algorithmus des indizierten Mitteldrucks zur Bestimmung der Hochdruckphase an.

4.4 Der Verbrennungskennwert

Die Leistung und der Verbrauch eines Motors sind unter sonst gleichen Bedingungen abhängig vom Luft- Kraftstoffverhältnis. Die beste Leistung wird hierbei mit voller Ausnutzung der angesaugten Luftmenge erzielt also mit leichtem Kraftstoffüberschuss. Ein günstiger Kraftstoffverbrauch fordert hingegen die volle Ausnutzung der angesaugten Kraftstoffmasse und liegt somit bei Luftüberschuss.

Definitionsgemäß nach Urlaub [110] wird als Umsetzungsgrad das Verhältnis V_{uv} des Heizwertes aller im Abgas vorhandenen, pro kg Kraftstoff unverbrannten Stoffmengen zum Heizwert H_u des Kraftstoffs bezeichnet:

$$\eta_{uv} = 1 - \frac{V_{uv}}{H_u} \quad (4.37)$$

Der Heizwert ist der Energiegehalt von Kraftstoffen, bei denen Wasser und Kohlendioxid als Verbrennungsprodukt entstehen. Unterteilt wird der Heizwert in den unteren Heizwert H_u und den oberen Heizwert H_o . Der untere Heizwert gibt die bei der Verbrennung frei werdende Energie, bei vollständiger Verdampfung des Wassers im Verbrennungsprodukt, an. Beim oberen Heizwert ist die Verdampfungsenergie nicht berücksichtigt. Bei der Bestimmung des Wirkungsgrads bei Ottomotoren wird im Allgemeinen der untere Heizwert deshalb benutzt, weil in der Regel das Wasser im Abgas nicht in flüssigem, sondern in gasförmigem Zustand vorliegt. Für Ottokraftstoffe liegt der untere Heizwert bei ca. 42,7 bis 43,5 MJ/kg [3].

Durch eine unvollkommene Verbrennung wird die eingespritzte Kraftstoffmasse nicht vollständig umgesetzt und schlägt sich im Kraftstoffverbrauch nieder. So kann bei Luftmangel ($\lambda < 1$) die Brennstoffenergie nicht vollständig genutzt (umgesetzt) werden und der Umsetzungsgrad der Verbrennung²⁰ verschlechtert sich mit steigendem Kraftstoffüberschuss.

Wird der Motor hingegen mit einem Luftüberschuss bei $\lambda > 1.1$ betrieben, nimmt die Verbrennungsgeschwindigkeit ab und der Kraftstoffumsatz verläuft immer schleppender. Der Umsetzungsgrad der Verbrennung nimmt dann mit steigendem Luftverhältnis ebenso ab, so dass ein funktionaler Zusammenhang zwischen Luftverhältnis und Umsetzungsgrad besteht.

Bei einer homogenen Gemischverteilung und einer idealen vollkommenen Verbrennung ist theoretisch die maximal umgesetzte Energie proportional zur Kraftstoffmasse und lässt sich mit Hilfe des Heizwertes bestimmen.

$$Q_{B.\max} = m_K \cdot H_u \quad (4.38)$$

Dabei wird die mit dem Kraftstoff zugeführte Energie gleich dem Produkt aus dem unteren Heizwert H_u und der Masse des Kraftstoffs m_k gesetzt. Um einen theoretischen Umsetzungsgrad zu berechnen, kann mit Hilfe von Gleichung 4.37 die umgesetzte Energie ins Verhältnis zur zugeführten Brennstoffenergie gesetzt werden.

$$\eta_{th} = \frac{Q_B}{Q_{B.\max}} = \frac{(H_u - V_{uv}) \cdot m_k}{H_u \cdot m_k} = \frac{Q_B}{H_u \cdot m_k} \quad (4.39)$$

Da bei einer echtzeitfähigen thermodynamischen Druckanalyse Vereinfachungen in der Modellbildung für die Berechnung des Energieumsatzes getroffen werden müssen, können Wandwärmeverluste nicht oder nur näherungsweise berücksichtigt werden. Für Bestimmung des Umsetzungsgrads im Motorsteuergerät, wird für den realen Verbrennungsprozess ein in Echtzeit rechenbares Äquivalent definiert, das im Folgenden als Verbrennungskennwert (kurz: VKW) bezeichnet wird. Laut Definition nach Gleichung

²⁰ Als Umsetzungsgrad wird im Folgenden das Verhältnis von nutzbarer Wärme zur zugeführten Wärme bezeichnet.

4.40 beschreibt diese Größe das Verhältnis von umgesetzter Energie zur theoretisch über die Kraftstoffmasse zugeführten Energie. Der Verbrennungskennwert berechnet sich zu

$$\frac{Q_B}{Q_{B,\max}} = \frac{Q_B}{H_u \cdot m_k} \Rightarrow VKW_{th} = \eta_{th} \cdot H_u = \frac{Q_B}{m_k} \quad (4.40)$$

und ist somit ein Maß für die Kraftstoffausbeute. Je weniger Kraftstoff bei gleichem Energieumsatz benötigt wird, umso größer ist der Wirkungsgrad, was wiederum zum Anstieg des Verbrennungskennwertes führt. Der Verbrennungskennwert ist im Folgenden dieser Arbeit eine zentrale Größe zur Modellierung der HC-Konzentration und wird ebenso bei der Berechnung einer Modellgröße für das Luft-Kraftstoffverhältnis genutzt.

4.4.1 Energieumsatz pro Arbeitsspiel

Da eine echtzeitfähige thermodynamische Auswertung zur Berechnung der Energieumsetzung auf Grund der komplexen Rechnung nicht möglich ist, können für eine onlinefähige Bestimmung der Energiegröße prinzipiell die indizierte Arbeit der Hochdruckphase (vgl. 4.3.3) sowie der maximale Umsatz aus dem Heizverlauf (im Folgenden als Q_{\max} bezeichnet, vgl. 4.3.1) herangezogen werden. Voruntersuchungen in Bezug auf die Signalqualität zeigen, dass das Streuband der indizierten Arbeit im unteren Lastbereich deutlich größer ist als das des Maximalwertes des Summenheizverlaufs Q_{\max} . In Abbildung 4.8 ist dieser Sachverhalt über die normierte Standardabweichung der beiden Größen bei unterschiedlichen Lastpunkten exemplarisch dargestellt.

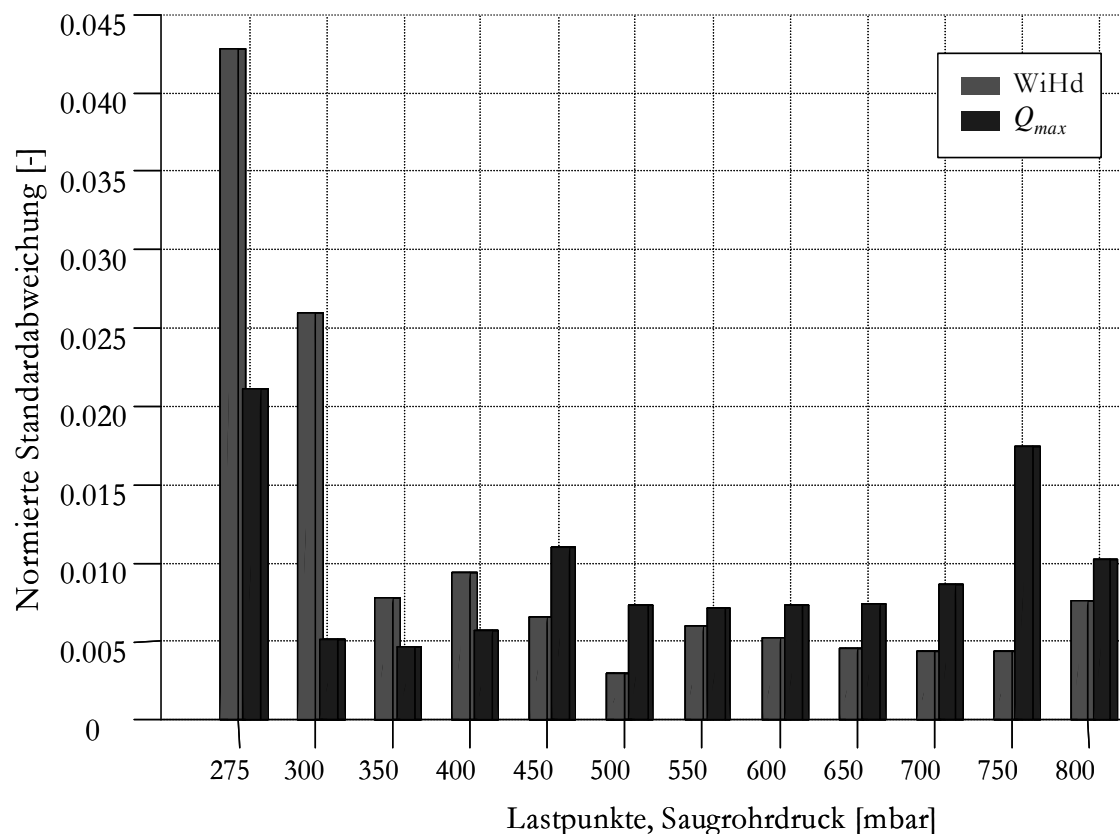


Abbildung 4.8: Vergleich des Streubands von WIHD und Q_{\max}

Der Zündwinkel hat einen erheblichen Einfluss auf die Leistung des Ottomotors, so dass eine messbare Querempfindlichkeit auf die indizierte Hochdruckarbeit zu erwarten ist. Abbildung 4.9 zeigt den Einfluss des Zündwinkels auf die indizierte Arbeit und auf den Maximalwert des Summenheizverlaufs für einen konstanten Arbeitspunkt bei einer Drehzahl von 2000 U/min, einem Saugrohrdruck von 300mbar bei $\lambda=1$. Um die Größen miteinander vergleichen zu können, ist in dieser Darstellung die Hochdruckarbeit und das Q_{\max} auf den jeweiligen Maximalwert bei Volllast normiert. Der erwartete Einfluss des Zündwinkels auf die indizierte Arbeit bestätigt sich im Versuch.

Im Signalverlauf von Q_{\max} ist eine leichte Abhängigkeit vom Zündwinkel erkennbar. Der Einfluss des Zündwinkels lässt sich durch die Vernachlässigung der Wandwärmeverluste bei der Berechnung des Heizverlaufs erklären. Durch frühe Zündwinkel steigen die Drücke und Temperaturen im Brennraum an, so dass sich die Verluste durch Wärmeübergänge erhöhen. Da der schnelle Heizverlauf diesen Effekt nicht berücksichtigt, fehlt dieser Anteil in der berechneten Größe.

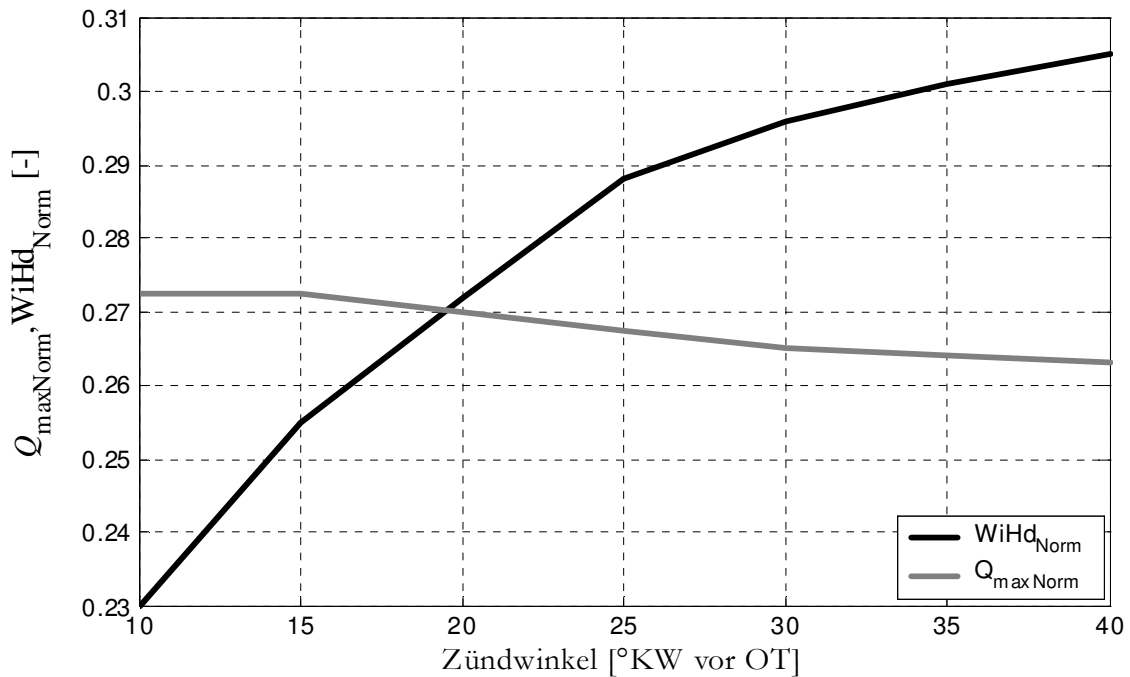


Abbildung 4.9: Zündwinkleinfluss auf die indizierte Arbeit und auf Q_{\max}

In den folgenden Abschnitten dieser Arbeit wird für die Bestimmung des Verbrennungskennwerts nach Gleichung 4.40 als Ersatzgröße für den Energieumsatz der Maximalwert aus dem Summenheizverlauf nach Abschnitt 4.3.1 herangezogen. Der über die Druckindizierung abgeleitete Verbrennungskennwert lautet somit

$$VKW_{\text{mess}} = \frac{Q_{\max}}{m_k} = \frac{\sum_{i=ZZP}^{A\ddot{O}} \frac{1}{\kappa-1} \cdot V_{\varphi(i)} \cdot \left[p_{\varphi(i)} - p_{\varphi(i-1)} \cdot \left(\frac{V_{\varphi(i-1)}}{V_{\varphi(i)}} \right)^n \right] \Delta\varphi}{m_k} . \quad (4.41)$$

4.4.2 Kraftstoffpfad und Gemischbildung

Die Kraftstoffmasse wird bei modernen Motorsteuergeräten über die Ansteuerung der elektromagnetischen Einspritzventile vorgegeben. Dabei wird die eigentliche Kraftstoffmasse unter Annahme der Kraftstoff- und Ventileigenschaften in eine Ventilöffnungszeit umgerechnet. Unter Berücksichtigung einer optimalen Vorlagerungszeit²¹ wird das Einspritzventil geöffnet und bei MPI-Systemen in den zylinderindividuellen Ansaugtrakt eingespritzt.

Bei bekannter Luftmasse im Zylinder, kann unter Vorgabe des Luft- Kraftstoffverhältnisses die passende Menge Kraftstoff berechnet werden. Das normierte Verhältnis von Luft- zu Kraftstoffmasse wird als Luftzahl bzw. Luftverhältnis Lambda (λ) bezeichnet.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_K} \cdot \frac{1}{L_{St}} \quad (4.42)$$

Das stöchiometrische Verhältnis L_{St} bezeichnet das Massenverhältnis von Luft zu Kraftstoff für die theoretisch vollkommene Verbrennung.

$$L_{St} = \frac{m_{Lth}}{m_{Kth}} = 14.7 \frac{kg_{Krst}}{kg_{Luft}} \quad (4.43)$$

Über das Luft-Kraftstoffgemisch werden für den Motorbetrieb folgende Betriebszustände definiert:

$\lambda < 1$; fettes Gemisch:

- Auf Grund des geringen Sauerstoffanteils erfolgt eine unvollständige Verbrennung
- HC- und CO-Gehalte steigen mit Kraftstoffüberschuss stark an
- Wirkungsgrad verschlechtert sich
- hoher Kraftstoffverbrauch
- Maximale Leistung bis ca. $\lambda = 0.9$

$\lambda = 1$; stöchiometrisches Gemisch:

- die Menge der zu verbrennenden Kraft- und Sauerstoffmoleküle befinden sich im Gleichgewicht
- mittlerer Kraftstoffverbrauch
- erforderliche Luftzahl für den optimalen Wirkungsgrad des Katalysators bei Ottomotoren mit 3-Wege Katalysator

²¹ hier ist die Vorlagerung als Winkelposition für das Ende der Einspritzung definiert und legt somit indirekt den Einspritzzeitpunkt fest.

$\lambda > 1$; mageres Gemisch:

- erhöhter Luftüberschuss
- Verbesserung des Wirkungsgrades bei vollständiger Verbrennung
- Beim Überschreiten der Magerlaufgrenze steigen die Schwankungen zwischen den Arbeitszyklen (Verbrennungsaussetzer)
- heiße Verbrennung, dadurch hohe Stickoxidemissionen ($\lambda \approx 1,05$)
- niedrige Restmenge an HC- und CO- Molekülen
- niedriger Kraftstoffverbrauch

$\lambda \gg 1$; extrem mageres Gemisch:

- nur bedingt möglich und ist durch die Magerlauffähigkeit des Motors begrenzt
- weitere Verbesserung des Wirkungsgrades bei vollständiger Gemiscentflammung
- Bedingung ist eine sehr exakte Gemischbildung
- durch weiter steigenden Sauerstoffüberschuss sinken die Stickoxidemissionen
- Anwendung bei FSI²² – Motorentechnik
- niedrigste Restmengen an HC- und CO- Molekülen
- niedrigster Kraftstoffverbrauch

4.4.2.1 Ventilkennlinie

Die Einspritzzeit kann bei vorgegebener Kraftstoffmasse mit Hilfe der Durchflussgleichung berechnet werden:

$$\frac{dm}{dt} = \alpha \cdot A \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_K} \quad (4.44)$$

mit

A : Effektivquerschnitt des Einspritzventils

α : Durchflusszahl

Δp : Druckdifferenz am Ventil

ρ_K : Dichte des Kraftstoffs

²² FSI: Fuel Stratified Injection, Direkteinspritzung in den Zylinder beim Ottomotor

Da beim Öffnen und Schließen des elektromagnetischen Ventils bei intermittierender Einspritzung Totzeiten entstehen, müssen diese bei der Bestimmung der Ventilansteuerung berücksichtigt werden.

Durch Integration von Gleichung 4.44 erhält man eine Beziehung von Kraftstoffmasse und Einspritzzeit in folgender Weise:

$$m_K = \int_0^{t_i} \dot{m}_K dt = t_i \alpha \cdot A \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \quad (4.45)$$

Eine allgemeine Gleichung zur Berechnung der Einspritzzeit lautet somit

$$t_i = V_m \cdot m_K + t_{tot} \quad (4.46)$$

mit V_m als Steigung der Ventilkennlinie

$$V_m = \frac{1}{\alpha \cdot A} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_K}} \quad (4.47)$$

und t_{tot} als Totzeit des Einspritzventils.

Wird der Raildruck der Kraftstoffversorgung gegenüber Umgebungsdruck geregelt, so muss die Druckdifferenz bei unterschiedlichen Saugrohrdrücken über Δp berücksichtigt werden.

$$\Delta p = p_K - p_{Saugr} \quad (4.48)$$

p_K : Raildruck

p_{Saugr} : Saugrohrdruck

Die Kraftstoffdichte ρ_K ist nach EN228²³ innerhalb eines Toleranzbandes auf 720 - 775 kg/m³ bei 15°C festgelegt und ist eine wesentliche Kenngröße des Kraftstoffs. Steigende Dichte führt zu ansteigendem volumetrischen Energiegehalt. Da die Dichte des Kraftstoffs temperaturabhängig ist, beeinflusst die Temperatur des Kraftstoffs die Steigung der Ventilkennlinie nach Gleichung 4.47.

Nach DIN 51757 lässt sich die von der Temperatur abhängige Kraftstoffdichte folgendermaßen berechnen [4]:

$$\rho_K(\vartheta) \cong \rho_K(15^\circ C) - a(\vartheta - 15^\circ C) \quad (4.49)$$

mit $a=0,80$ [kg/(m³K)] bei 15°C und ϑ als Kraftstofftemperatur.

Fehlerbetrachtung der Ventilkennlinie

In Abbildung 4.10 sind der theoretische Einfluss der Kraftstoffdichte und der Starttemperatur auf die effektiv eingespritzte Kraftstoffmasse dargestellt. Da im Fahrzeugbetrieb die

²³ EN228: EuroNorm228 legt wichtige Eigenschaften für Kenngrößen bei unverbleitem Ottokraftstoff fest (Dichte, Klopfestigkeit, Flüchtigkeit, Schwefel-, Benzol- und Bleianteil)

Eigenschaften wie Kraftstoffdichte und Kraftstofftemperatur nicht als Messwerte vorliegen, müssen für diese Größen in der Berechnung der Einspritzzeit nach Gleichung 4.46 und 4.47 Annahmen getroffen werden. In der Darstellung werden für die Berechnung der Ventilkennlinie verschiedene Starttemperaturen im Bereich von -10°C bis $+40^{\circ}\text{C}$ simuliert, und als Referenz-Kraftstoffdichte ein mittlerer Wert (742.5 kg/m^3) aus der Euro-Norm 228 definiert.

In Abbildung 4.10 ist die durch diese Annahme fehlerbehaftete eingespritzte Kraftstoffmasse auf die fehlerfreie Referenzkraftstoffmasse bezogen. Die Abweichungen für die zulässigen Grenzbereiche der Kraftstoffdichte nach EN228 liegen unter 2%.

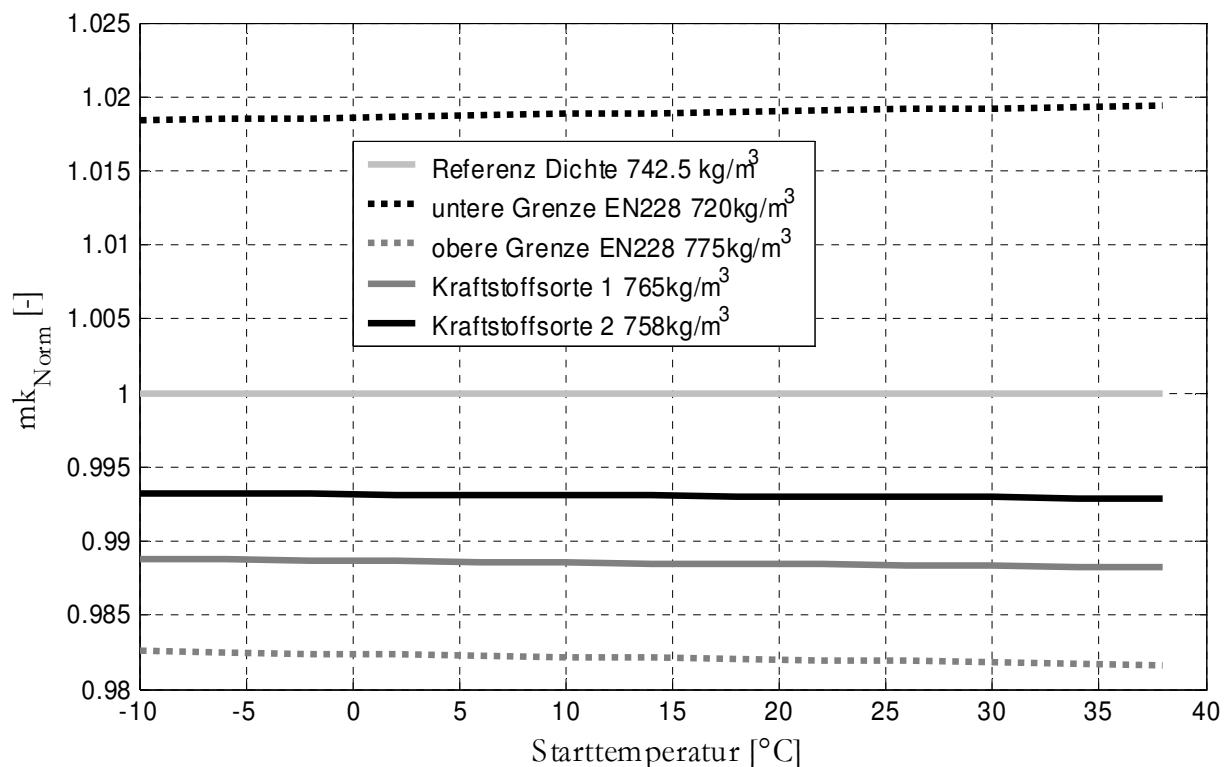


Abbildung 4.10: Einflussfaktoren auf die eingespritzte Kraftstoffmasse

Ferner sind die normierten, theoretisch eingespritzten Kraftstoffmassen der in den Versuchen dieser Arbeit verwendeten Kraftstoffe dargestellt. Die Kraftstoffdichten liegen innerhalb des Toleranzbandes und verursachen bei den oben genannten Annahmen einen Fehler unter 1,2%. Der Einfluss der Starttemperatur ist im Vergleich zu den Abweichungen durch die bedingte Kraftstoffdichte zu vernachlässigen. Die Auflistung einer detaillierten Analyse der hier verwendeten Kraftstoffe ist im Anhang [A.2] zu finden.

4.4.2.2 Wandfilmeffekte

Im stationären Betrieb entspricht die pro Arbeitsspiel des Motors eingespritzte Kraftstoffmenge $m_{K_{EV}}$ der im Zylinder verfügbaren Menge $m_{K_{Zyl}}$. Bei Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung muss der ins Saugrohr eingespritzte Kraftstoff verdampfen und zum Zylinder transportiert werden. Dabei wirkt das Saugrohr als Kraftstoffspeicher, so dass

beim instationären Betrieb nicht die gesamte eingespritzte Kraftstoffmasse den Zylinder erreicht, sondern nur ein Teil für die Verbrennung zur Verfügung steht.

In der Literatur gibt es zahlreiche Veröffentlichungen ([2], [9], [25], [38]) zu diesem Thema. Dabei können die Ansätze prinzipiell in zwei Kategorien, den nicht echtzeitfähigen und den online rechenbaren Methoden unterteilt werden. Die erste Gruppe basiert in der Regel auf physikalischen Ansätzen, die auf Grund ihrer Komplexität eine Berechnung in „Echtzeit“ nicht erlauben. Diese Modelle berücksichtigen zum Beispiel Kraftstoffeigenschaften, verschiedene Gemischbildungsprozesse und das Transportverhalten im Einlasskanal [25].

Die zweite Gruppe basiert im Allgemeinen auf einem Ansatz nach Aquino[2], [14] und stellt das Saugrohr als Kraftstoffspeicher dar. Wandfilmeffekte werden über das so genannte x - τ -Modell berücksichtigt, bei dem sich ein Anteil x des Kraftstoffs als Wandfilm im Saugrohr niederschlägt und dort allmählich wieder abdampft. Somit erreicht dieser Anteil den Zylinder erst zeitverzögert. Die Wandfilmdynamik lässt sich als lineare Differentialgleichung 1. Ordnung beschreiben:

$$\frac{dm_{WF}}{dt} = x \cdot \dot{m}_{K_EV} - \frac{1}{\tau} \cdot m_{WF} \quad (4.50)$$

Der Restanteil der eingespritzten Menge $(1-x)$ strömt direkt in den Zylinder und steht der Verbrennung mit dem Anteil des abgedampften Wandfilmanteils zur Verfügung.

Der Teilungsfaktor x und die Zeitkonstante τ sind zeitvariant ([9], [25], [46]) und im Wesentlichen von der Motortemperatur abhängig [81]. Durch eine Absolutdruckänderung im Saugrohr wird bei einer Druckerhöhung der Wandfilm weiter aufgebaut bzw. bei einer Druckreduzierung abgebaut [38]. In der vorliegenden Arbeit wird der Last-Drehzahl abhängige Einfluss im Motorsteuergerät über Kennfelder abgebildet. Da sich die Einflussfaktoren gegenüber der Systemdynamik nur langsam ändern [81], wird das System im Folgenden als zeitinvariant betrachtet.

Die Massenbilanz am Einlassventil des Zylinders lautet somit:

$$\dot{m}_{K_Zyl} = (1-x) \cdot \dot{m}_{K_EV} + \frac{1}{\tau} \cdot m_{WF} \quad (4.51)$$

Für den Kraftstofftransport im Saugrohr lässt sich aus Gleichung 4.50 und 4.51 die Differentialgleichung 1. Ordnung formulieren:

$$\tau \frac{d\dot{m}_{K_Zyl}}{dt} + x \cdot \dot{m}_{K_Zyl} = (1-x) \tau \frac{d\dot{m}_{K_EV}}{dt} + \dot{m}_{K_EV} \quad (4.52)$$

Abbildung 4.11 zeigt die regelungstechnische Modellierung des Wandfilmverhaltens im Saugrohr.

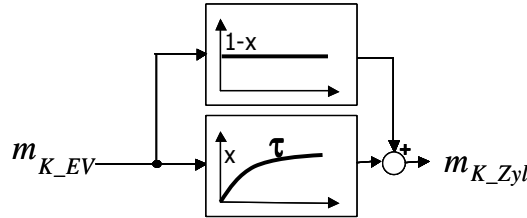


Abbildung 4.11: Übertragungsfunktion Wandfilmverhalten

Die Übertragungsfunktion im Frequenzbereich lässt sich aus Addition von Proportional-Glied und Verzögerungsglied 1. Ordnung (PT1-Glied) berechnen und bildet nach Gleichung 4.53 ein PTD-Glied (Verzögerungsglied mit Vorhalt):

$$F_{Wand(s)} = (1-x) + \frac{x}{\tau s + 1} = \frac{(1-x)(\tau s + 1) + x}{\tau s + 1} = \frac{(1-x)\tau s + 1}{\tau s + 1} \quad (4.53)$$

Um die Wandfilmeffekte im instationären Zustand zu kompensieren, kann das Wandfilmmodell als inverses Streckenmodell zur Vorsteuerung eingesetzt werden. Die Systemvoraussetzungen (stabil und minimalphasig) für die Invertierbarkeit sind erfüllt, so dass die inverse Übertragungsfunktion

$$F^{-1}_{Wand(s)} = \frac{\tau s + 1}{(1-x)\tau s + 1} \quad (4.54)$$

lautet.

Betrachtet man den Grenzwertsatz der LAPLACE-Transformation

$$\lim_{t \rightarrow +0} f(t) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \cdot F(s) \quad (4.55)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot F(s) \quad (4.56)$$

so folgt sowohl für das Windfilmmodell als auch für das inverse Vorsteuermodell bei sprungförmiger Anregung $X(s) = \frac{1}{s}$ für $t \rightarrow \infty$ die stationäre Verstärkung von 1.

Der Anfangswert der Übertragungsfunktion für das Wandfilmverhalten bei $t=(+0)$ und $x<1$ lautet:

$$\lim_{t \rightarrow +0} f(t) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{(1-x)\tau s + 1}{\tau s + 1} = 1-x < 1 \quad (4.57)$$

Somit kommt kurzfristig nicht der gesamte Anteil an eingespritzter Kraftstoffmenge im Zylinder an.

Der Anfangswert der Übertragungsfunktion für das inverse Wandfilmverhalten bei $t=(+0)$ und $x<1$ lautet:

$$\lim_{t \rightarrow +0} f(t) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{\tau s + 1}{(1-x)\tau s + 1} = \frac{1}{1-x} > 1 \quad (4.58)$$

Zur Kompensation des Wandfilmeffektes muss für den Start mehr Kraftstoff ins Saugrohr eingespritzt werden als für den stationären Zustand erforderlich wäre.

Abbildung 4.12 zeigt zusammenfassend den Signalfluss des Kraftstoffpfads unter Berücksichtigung des elektromagnetischen Einspritzventils bei intermittierender Einspritzung und Wandfilmdynamik.

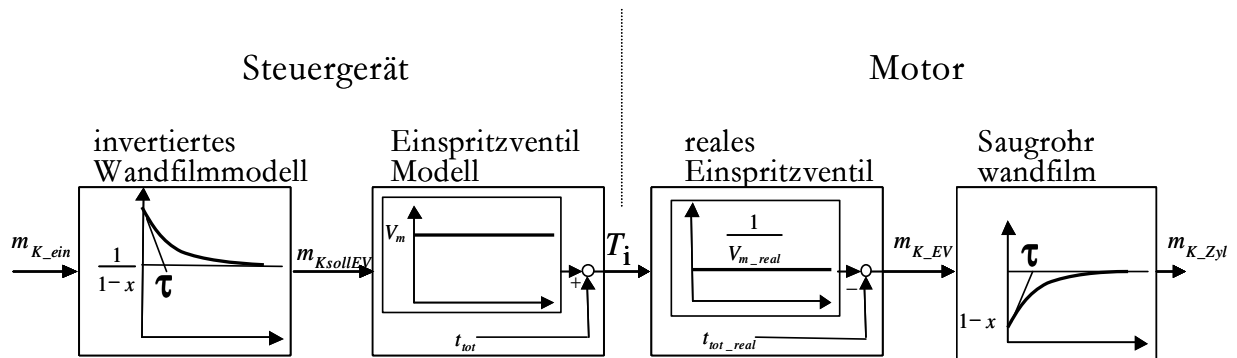


Abbildung 4.12: Signalfluss des Kraftstoffpfads

5 Verfahrensbeschreibung

In Kapitel 5 werden im ersten Abschnitt die Probleme bei der Brennraumdruckindizierung für den Kaltstart aufgezeigt. Der durch hohe Temperaturgradienten hervorgerufene Messfehler wird als Thermoschock bezeichnet und über ein Modell der Wärmeübertragungsstrecke berechnet. Dieses Modell wird über ein thermisches Ersatzschaltbild dargestellt und ist die Basis einer echtzeitfähigen Fehlerkompensation der gemessenen Zylinderdrucksignale für die Startphase.

Die am Kaltstartprüfstand gemessenen Zylinderdruckverläufe werden im zweiten Abschnitt dieses Kapitels thermodynamisch ausgewertet. Die daraus resultierenden Merkmale werden hinsichtlich einer zyklusindividuellen Klassifizierung der Gemischbildung untersucht.

Weiterhin werden neue zylinderdruckbasierte Methoden zur Modellierung der Gemischbildung und der Kohlenwasserstoffkonzentration aufgezeigt. Diese neuen Verfahren bieten gerade für die Warmlaufphase weitere Verbesserungspotentiale eines zylinderdruckgeführten Motormanagements gegenüber einer konventionellen Motorsteuerung.

Abschließend wird ein System zur schnellen Synchronisation des Motorsteuergerätes mit der Kurbelwellenposition des Motors vorgestellt. Auch hier bieten die Zylinderdruckinformationen neue Potentiale zur Verbesserung der Startstrategie und damit zur Reduzierung der HC-Emissionen.

5.1 Thermoschockkompensation

5.1.1 Störgrößen

Ein Zylinderdrucksensor formt die Eingangsgröße Druck in eine Ausgangsgröße Spannung²⁴ um. Im realen Prozess wirken in der Regel nicht nur die Messgröße, sondern auch nicht messbare Störgrößen auf den Sensor ein. Küsell [54] definiert vier Klassen von Störgrößen:

- thermisch verursachte Abweichungen
- mechanisch verursachte Abweichungen
- elektromagnetisch verursachte Abweichungen
- durch Alterung verursachte Abweichungen

Zylinderdrucksensoren sind nicht nur starken Druckgradienten ausgesetzt, sondern bedingt durch die Funktionsweise des Verbrennungsmotors auch starken Temperaturgradienten.

²⁴ Drucksensoren nach dem piezoelektrischen Messprinzip liefern eine zum Druck proportionale elektrische Ladung. Da die elektrische Energie sehr gering ist, wird die erzeugte Ladung mittels hochohmiger Ladungsverstärker in eine zum Druck proportionale Spannung gewandelt (vgl. Abschnitt 3.4)

Hierbei können beim Ottomotor Brennraumwandtemperaturen bis 650 °C und höher auftreten. Der Temperatureinfluss auf die Sensoren bewirkt eine Verfälschung des Druckmesswerts und wird als Thermoschock und der dadurch verursachte Messfehler als Kurzzeitdrift bezeichnet. Da die auf den Sensor wirkende Störung maßgeblich durch die Temperaturerhöhung der Verbrennung hervorgerufen wird, liegt der Frequenzbereich der Störkomponente im Bereich des Nutzsignals (Zylinderdrucksignals). Dieser Messfehler ist schwieriger zu korrigieren als langsame Abweichungen durch Offsetfehler.

5.1.2 Auswirkung des Thermoschocks bei Motorstart

5.1.2.1 Motorschlepp durch den Anlasser

Vor dem Kaltstart haben die Temperaturen der Zylinderwand, der Zylinderdrucksensoren und der Zylinderfüllung gleiches Niveau. Durch den Anlasserschlepp wird die Luft komprimiert und erhitzt sich schon vor der ersten Verbrennung. Der durch die Kompressionswärme hervorgerufene instationäre Wärmestrom hat einen nachweislichen Einfluss auf das Messsignal der Zylinderdrucksensoren.

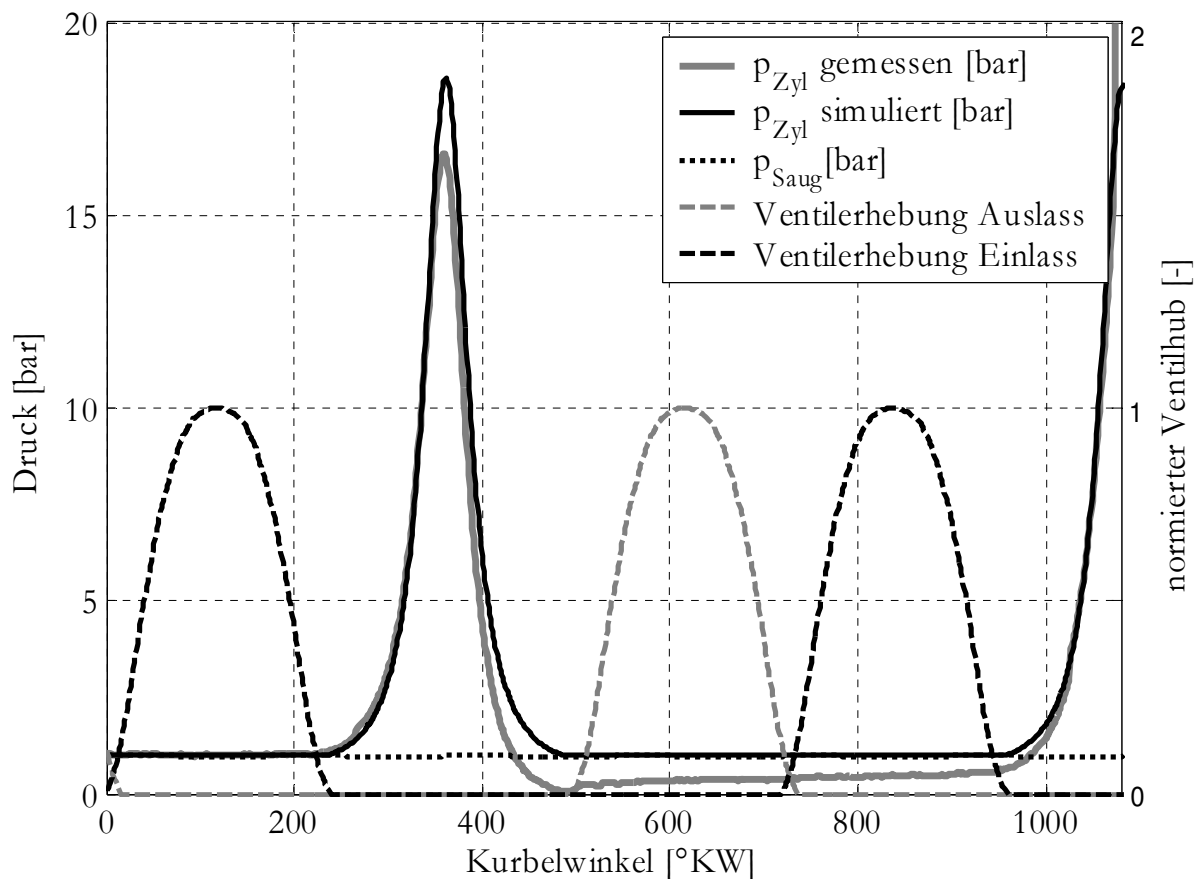


Abbildung 5.1: Thermoschockeffekt im Schlepp (Kistler-Sensor Typ6061b)

Abbildung 5.1 zeigt den Saugrohrdruck und die auf den Maximalwert normierten Hubkurven der Ein- und Auslassventile. Zudem werden in dieser Abbildung ein auf Umgebungsdruck kalibrierter Zylinderdruckverlauf sowie der mit dem kommerziellen 1D-

Ladungswechselprogramm (GT-Power) simulierte Brennraumdruckverlauf ab Motorstart gegenübergestellt. Der Motor wird hierbei über den Anlasser mit einer Drehzahl von 250 U/min geschleppt. Bei der niedrigen Drehzahl hat das System ausreichend Zeit, um bei offenem Auslassventil einen Druckausgleich zwischen Zylinder- und Saugrohrdruck zu erreichen.

Die 1D-Ladungswechselrechnung lässt erwarten, dass nach der Expansionsphase bei offenen Ventilen der Zylinderdruck in der Größenordnung vom Saugrohrdruck liegt und keine nennenswerten Gradienten aufweist. Der Thermoschockeinfluss verfälscht das Messsignal jedoch sichtlich nach unten. Bei offenem Aus- und Einlassventil wird Wärme aus dem Zylinder und den brennraumbegrenzten Oberflächen einschließlich des Druckaufnehmers abgeführt. Dieser Abkühlvorgang bewirkt ebenfalls einen instationären Fehler und ist als Druckanstieg im Ladungswechsel erkennbar. Dieses Verhalten lässt sich bei allen hier untersuchten Startmessungen am wassergekühlten Kistler-Sensor vom Typ 6061B beobachten.

5.1.2.2 Erste Verbrennung

Abbildung 5.2 zeigt den gemessenen Zylinderdruck eines wassergekühlten Sensors sowie die nach Abschnitt 4.3.1 aufgeführten thermodynamischen Größen für den Heizverlauf und den normierten Summenheizverlauf bei der ersten Zündung. Hervorgerufen durch die Temperaturwechselbeanspruchung und somit durch die Verformung des Druckaufnehmers wird der gemessene Zylinderdruck bei der ersten Verbrennung verfälscht.

Im dargestellten Versuch wird der gemessene Zylinderdruckverlauf zunächst über das in Abschnitt 4.1.3 vorgestellte Verfahren mit Hilfe des Saugrohrdruckes auf das geforderte Absolutniveau korrigiert. Anschließend wird der offsetfehlerfreie Druckverlauf thermodynamisch ausgewertet. Der gemessene Zylinderdruck darf beim offenen System nicht im physikalisch unmöglichen Negativen liegen und sollte bei Anlasserschlepp die Größenordnung des Saugrohrdruckes haben. Eine 1-D-Ladungswechselrechnung mit der kommerziellen Software GT-Power bestätigt diese Annahme. Vergleicht man jedoch den Zylinderdruckverlauf nach der ersten Verbrennung mit dem Saugrohrdruck nach Öffnen des Auslassventils in Abbildung 5.2, so ist ersichtlich, dass der gemessene Zylinderdruckwert viel zu niedrig liegt. Da der Druckverlauf vor der Verbrennung auf das gewünschte Absolutniveau korrigiert wurde, muss der Fehler durch die Kurzzeit-(Temperatur)drift des Druckaufnehmers während der ersten Verbrennung sehr ausgeprägt sein.

Dieses Verhalten der Zylinderdrucksensoren ist in den ersten Arbeitsspielen charakteristisch und reproduzierbar zu beobachten. Das Residuum zwischen dem gemessenen Zylinderdruck und dem über den Saugrohrdruck zu erwartenden Absolutdruck beträgt bei den hier untersuchten Kaltstartversuchen bis zu 1700 mbar.

Eine weitere Auswirkung des Thermoschocks macht sich bei Betrachtung des Heizverlaufs bemerkbar. In Abbildung 5.2 ist deutlich zu erkennen, dass nach der Hauptverbrennung ein stark negativ ausgeprägter Summenheizverlauf die Verbrennung charakterisiert.

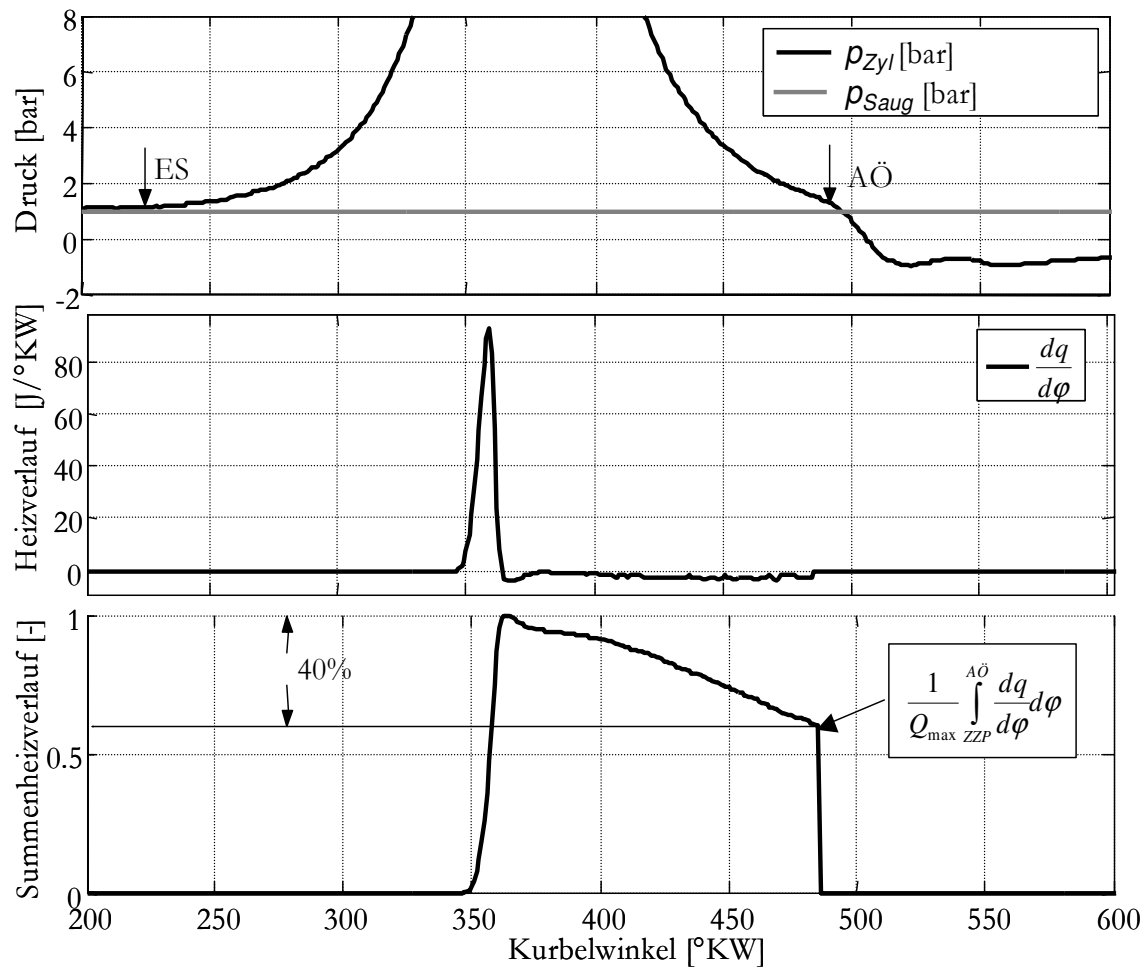


Abbildung 5.2: Thermoschockeffekt der ersten Verbrennung

Der unter Vernachlässigung der Wandwärmeverluste umgesetzte Kraftstoff in Wärmeenergie müsste bei diesem Versuch laut Summenheizverlauf dem System zu 40% wieder entzogen werden. Diese Energieströme sind allein über die Wandwärmeverluste nicht erklärbar und lassen somit auf Thermoschockeffekte bei der Zylinderdruckmessung zurückschließen. Hieraus sind die folgenden messbaren Merkmale des Thermoschockeffektes zu nennen:

- zu geringe, bei diesen Untersuchungen zum Teil negative Absolutdruckwerte im offenen System
- ausgeprägt positiver Druckgradient im Ladungswechsel
- Negativer Heizverlauf und dadurch stark negativer Gradient im Summenheizverlauf nach der Hauptverbrennung.

5.1.3 Modellgestützte Thermoschockkompensation

Bei der modellgestützten Thermoschockkompensation wird die mechanische Anordnung des Zylinderdrucksensors im Zylinderkopf mit Hilfe eines thermischen Ersatzschaltbilds nachgebildet. Thiemann [102] unterteilt die Membran des Messwertaufnehmers in mehrere Temperaturschichten. Wird jede Schicht als rechteckiger Körper betrachtet, deren Länge größer als ihre Breite und Höhe ist (Balken), kann die Gesamtstruktur als Kombination aus mehreren Balkenmodellen angenommen werden [8].

Die Längenänderung Δl einer Schicht ist annähernd proportional zur Temperaturdifferenz.

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0 \cdot (T - T_0) \quad (5.1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \alpha \cdot (T - T_0) \quad (5.2)$$

Die Proportionalitätskonstante α wird als Längenausdehnungskoeffizient bezeichnet. l_0 ist die Länge der Membran bei $T_0=0^\circ\text{C}$.

Mit Hilfe des Elastizitätsmodul E lässt sich über das Hookesche Gesetz

$$\sigma = E\varepsilon \quad (5.3)$$

die intrinsische Spannung des Materials zu

$$\sigma = E \cdot \alpha \cdot (T - T_0) \quad (5.4)$$

berechnen. Weicht die momentane Temperatur in einem Balken (Temperaturschicht) vom zeitlichen Mittelwert der Membran ab, so wird angenommen, dass diese Temperaturdifferenz einen unmittelbaren Einfluss auf die Gesamtverformung der Membran bewirkt.

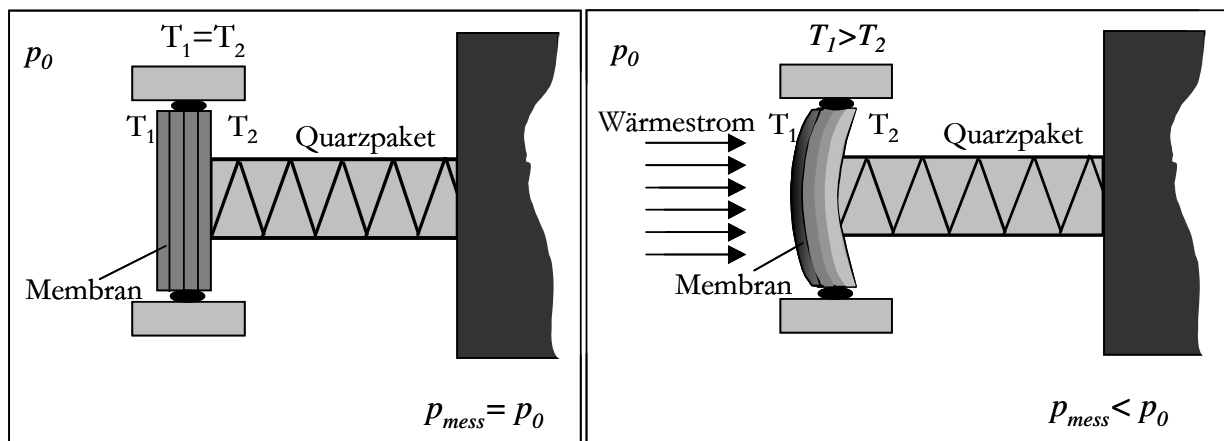


Abbildung 5.3: Prinzipbild, Membranverformung infolge der Temperaturbeanspruchung

Abbildung 5.3 zeigt die prinzipielle Anordnung eines Quarzsensors bestehend aus Messmembran und Quarzpaket bei unterschiedlichen Temperaturbelastungen aber gleichem Druck p_0 . In der linken Abbildung herrscht innerhalb der Membran kein Temperaturgefälle, so dass die Längenausdehnungen der einzelnen Membranschichten gleich ausgeprägt sind und sich die Membran somit nicht verformt. In der rechten Abbildung 5.3 hingegen bewirkt der auf den Sensor wirkende Wärmestrom einen starken Temperaturgradienten in der Membran. Da sich die heiße linke Membranoberfläche stärker ausdehnt als die rechte Seite der Membran, verursacht die thermische Belastung eine Wölbung in den Verbrennungsraum und damit eine Entlastung des Quarzpaketes. Die Folge ist, dass bei gleichem Absolutdruck p_0 der Messwert p_{mess} in der rechten Abbildung kleiner ist als in der linken Abbildung.

5.1.3.1 Thermisches Ersatzschaltbild der Membran

Die in der Realität stattfindende örtlich verteilte Wärmeausbreitung wird im Modell durch konzentrierte Elemente vereinfacht. Dabei wird von folgenden Annahmen für die näherungsweise Temperaturberechnung ausgegangen:

- die Wärmeausbreitung erfolgt isotrop, d. h. die Wärmeleitfähigkeit im Sensor und Zylinder ist weder orts- noch richtungsabhängig,
- die Wärmeleitfähigkeit ist nicht temperaturabhängig
- der Wärmetransport basiert auf Wärmeleitung in Festkörpern. Wärmeübergänge durch Konvektion und Wärmestrahlung werden vernachlässigt.
- es wird nur die Wärmeleitung in einer Ebene entlang einer Linie berücksichtigt. Der Temperaturgradient ist somit nur senkrecht zur wärmeerzeugenden Fläche, so dass für eine typische dreidimensionale Struktur ein eindimensionales Modell angenommen wird.

5.1.3.2 Analogien zwischen thermischen und elektrischen Elementen

Um das thermische Verhalten des Druckaufnehmers zu modellieren, werden Analysemethoden und Kenntnisse von elektrischen Netzwerken auf thermische Modelle angewandt. Hierbei werden Analogien zwischen Wärme- und Stromleitung sowie Berechnungsverfahren von stationären und instationären Vorgängen genutzt. In Tabelle 5-1 sind die Korrespondenzen im Überblick aufgeführt. Über bekannte Verfahren der elektrischen Netzwerkanalyse kann das dynamische Verhalten an den einzelnen thermischen Elementen berechnet werden.

	Elektrisch	Einheit	thermisch	Einheit
Strom	Elektrischer Strom I	A	Wärmestrom dQ/dt	W
Spannung	Elektrische Spannung U	V	Temperaturdifferenz ΔT	K
Widerstand	Ohmscher Widerstand R	Ohm	Thermischer Widerstand Wärmeübergang R_{th}	K/W
Kapazität	Elektrischer Kondensator C	F	Wärmekapazität C_{th}	J/K

Tabelle 5-1: Analogien zwischen thermischen und elektrischen Elementen

Als Grundvoraussetzung für die Modellierung der Wärmeübertragung mit Hilfe der thermischen Ersatzschaltung werden hier die beiden wichtigsten thermischen Elemente im Detail vorgestellt [24].

Thermischer Widerstand:

Besteht zwischen zwei Orten eines Elementes eine Temperaturdifferenz von ΔT , so fließt ein Wärmestrom von

$$\phi_{th} = \frac{dQ}{dt} \quad [W] \quad (5.5)$$

in Richtung der kälteren Region. Der Quotient aus Wärmestrom und Temperaturdifferenz beschreibt den Wärmeübergang bzw. den thermischen Widerstand im stationären Fall zu

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{\phi} \quad \left[\frac{K}{W} \right]. \quad (5.6)$$

Wird der Körper als Rechteckkörper der Länge l mit der wärmeerzeugenden Fläche A angenommen, so berechnet sich der thermische Widerstand bei eindimensionaler Wärmeleitung zu

$$R_{th} = \frac{l}{\lambda_{th} \cdot A} \quad \left[\frac{K}{W} \right]. \quad (5.7)$$

λ_{th} [W/mK] ist die Wärmeleitfähigkeit des Körpers.

Wärmekapazität:

Die Wärmekapazität C_{th} ist ein Maß für die Änderung der im Element gespeicherten Wärme bezogen auf die zugehörige Temperaturänderung und wird maßgeblich durch die spezifische Wärmekapazität c und durch die Masse m des Körpers festgelegt.

$$C_{th} = \frac{dQ}{dT} = m \cdot c \quad \left[\frac{J}{K} \right] \quad (5.8)$$

5.1.3.3 Ersatzschaltung über RC-Modell

Für den Aufbau der Netzstruktur werden in Abbildung 5.4 zunächst die einzelnen Schichten der Membran als Wandwärmeübergänge und Energiespeicher betrachtet. Dabei werden die Wärmeübergänge durch jede Schicht durch die Widerstände R_1 bis R_n dargestellt. Da die Membran über ihre Masse auch Wärme speichert, werden die Energiespeicher für jede Schicht über Kondensatoren abgebildet. Die Wärme wird über das Kühlsystem abgeführt (R_{n+1}).

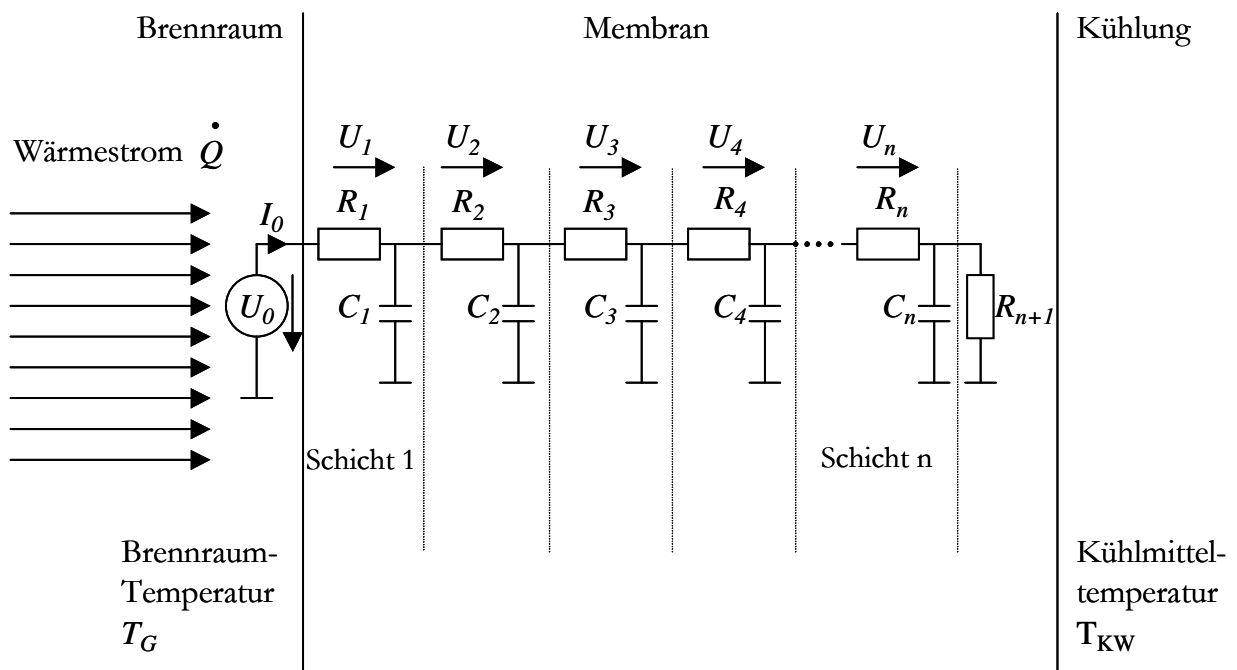


Abbildung 5.4: elektrisches Ersatzschaltbild der Sensormembran als RC-Netzwerk

Ausschlaggebend für die Wölbung der Sensormembran sind die intrinsischen Spannungen (Gleichung 5.4) der einzelnen Membranschichten. Wie bereits in [102] gezeigt, wird auch im Folgenden angenommen, dass jede betrachtete Schicht durch die entsprechend für sie berechnete Temperaturdifferenz einen Beitrag zur Gesamtverformung der Membran leistet.

Der Thermoschockfehler Δp wird proportional zur Summe der in jeder Schicht herrschenden gewichteten mechanischen Spannungen σ_m angenommen.

$$\Delta p \sim \sum_{m=1}^n k_{\sigma m} \sigma_m \quad (5.9)$$

Über das Hookesche Gesetz besteht nach Gleichung 5.4 eine Linearität zwischen mechanischer Spannung und der Temperaturdifferenz innerhalb der Membranschicht. Die Temperaturdifferenz kann mit Hilfe des elektrischen Äquivalents zum thermischen Ersatzschaltbild aus Abbildung 5.4 ermittelt werden. Die Differenz zwischen Brennraum- und Kühlmitteltemperatur wird dabei als Spannungsquelle beschrieben

$$(T_G - T_{KW}) = \Delta T_{ws}^{\wedge} = U_0 \quad (5.10)$$

und ist die Ursache für den instationären Wärmestrom

$$\dot{Q}^{\wedge} = I_0 \quad (5.11)$$

Im elektrischen Ersatzschaltbild werden die Temperaturdifferenzen der einzelnen Schichten über die Spannungsabfälle an den Widerständen berechnet, so dass gilt:

$$\Delta p \sim \sum_{m=1}^n k_m U_m \quad (5.12)$$

k_m : Gewichtungsfaktoren der jeweiligen Schicht

U_m : Temperaturdifferenz der einzelnen Membranschichten

Über die bekannten Methoden der Netzwerkanalyse werden die Gleichungen für das Ersatzschaltbild aufgestellt und liefern als Übertragungsfunktion für den Thermoschock die Differentialgleichung n-ter Ordnung.

$$F_e(s) = \frac{\tilde{b}_n s^n + \tilde{b}_{n-1} s^{n-1} + \dots + \tilde{b}_2 s^2 + \tilde{b}_1 s + \tilde{b}_0}{\tilde{a}_n s^n + \tilde{a}_{n-1} s^{n-1} + \dots + \tilde{a}_2 s^2 + \tilde{a}_1 s + \tilde{a}_0} \quad (5.13)$$

Die Modellparameter können nicht unmittelbar über die physikalisch geometrischen Eigenschaften bestimmt werden, da die Schichten nur in der Modellannahme existieren und theoretisch infinitesimal klein sind. Neben der physikalisch motivierten Parameterbestimmung mit Hilfe von Geometriedaten und Stoffwerten können dynamische Modelle auch über Messdaten mit Hilfe von statistischen Methoden identifiziert werden (Siehe Anhang A.2.2: Dynamische Modelle).

Die Ordnung²⁵ des Modells ist maßgeblich durch die Anzahl der angenommenen Schichten vorgegeben. Eine zu hohe Ordnung des mathematischen Modells erhöht zum einen den

²⁵ Die Ordnung bezeichnet die höchste Ableitung in der Differentialgleichung und ist identisch mit der Anzahl an voneinander unabhängigen Energiespeicher im System [108].

Bedarf an Rechenzeit, zum anderen geht die Allgemeingültigkeit des Modells durch eine zu hohe Ordnung verloren. Dann liefert das Modell für neue Daten oft größere Abweichungen als ein Modell mit vergleichbar niedriger Ordnung. Man spricht dann vom „overfitting“ oder „auswendig lernen“ der Identifikation [18].

Um die Ordnung der Übertragungsfunktion zu reduzieren, wird im Folgenden die Membran vereinfacht über eine Schicht abgebildet und liefert für die Spannungsdifferenz U_I am Widerstand R_I die folgende Übertragungsfunktion:

$$U_I = U_0 \cdot F_e(s) \Rightarrow F_e(s) = \frac{\tilde{b}_1 s + \tilde{b}_0}{\tilde{a}_1 s + \tilde{a}_0} \quad (5.14)$$

Da über Gleichung 5.12 eine lineare Beziehung zwischen Messfehler und der Temperaturdifferenz angenommen wird, lässt sich mit Hilfe von Gl. 5.10 und Gl. 5.14 die Übertragungsfunktion für den Thermoschock aufstellen:

$$\Delta T \approx dp_{thermo} = \Delta T_{WS} \cdot F_{thermo}(s) \Rightarrow F_{thermo}(s) = \frac{dp_{thermo}}{\Delta T_{WS}} = \frac{\tilde{b}_1 s + \tilde{b}_0}{\tilde{a}_1 s + \tilde{a}_0} = V \cdot \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (5.15)$$

Um die Übertragungsfunktion nach Gleichung 5.15 zu parametrieren, werden die drei Konstanten T_1 , T_2 und V im Rahmen der vorliegenden Arbeit über statistische Methoden identifiziert. Damit das Modell später auf dem Digitalrechner gerechnet werden kann, muss die Übertragungsfunktion in der diskreten Darstellung vorliegen. Im Folgenden werden zwei Ansätze vorgestellt, um das Thermoschockmodell zu identifizieren und es dann im Motorsteuergerät diskret, in Echtzeit zu berechnen

5.1.4 Parameterschätzung der kontinuierlichen Übertragungsfunktion

Bei der Parameteridentifikation muss die Modellausgangsgröße, in diesem Fall der Thermoschockverlauf, als Datenvektor vorliegen. Der Thermoschockfehler wird als Differenzdrucksignal zwischen einem fehlerfreien Referenzdruckverlauf und dem gemessenen, nullpunktkorrigierten Druckverlauf berechnet. Der Referenzdruckverlauf kann über eine Zylinderdrucksimulation oder über thermoschockunempfindliche Drucksensoren vorgegeben werden.

Die Identifikation der Parameter erfolgt über das Schätzergebnis im Sinne der „Least Squares“ Bedingung nach [A.2.2 Dynamische Modelle]. Voraussetzung für die Parameterschätzung durch ein lineares Schätzverfahren, wie zum Beispiel dem „Least Squares“-Schätzer, ist ein lineares Signalmodell. Dieses ist durch Gleichung 5.15 erfüllt und lässt sich als Differentialgleichung folgendermaßen schreiben:

$$y(t) = -a_1 \cdot y'(t) + b_0 \cdot u(t) + b_1 \cdot u'(t) \quad (5.16)$$

Gleichung 5.16 kann in die Regelungsnormalform gebracht werden, wobei die zeitabhängige Ausgangsgröße $y(t)$ und die zeitabhängigen Eingangsgrößen $u_i(t)$ messbar sind und vorliegen, e wird als nichtmessbarer Restfehler interpretiert.

$$\underline{y} = \underline{X} \cdot \underline{b} + \underline{e} \quad (5.17)$$

mit

$$\underline{X} = \begin{bmatrix} -y'(t_1) & u(t_1) & u'(t_1) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ -y'(t_N) & u(t_N) & u'(t_N) \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

als Beobachtungsmatrix und

$$\underline{b}^T = [a_1 \quad b_0 \quad b_1] \quad (5.19)$$

als Parametervektor.

Im Sinne des Least-Square-Schätzers (vgl. A.2.2) können die Parameter über die Messdaten mit Gleichung 5.20 berechnet werden.

$$\hat{\underline{b}} = (\underline{X}^T \cdot \underline{X})^{-1} \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y} \quad (5.20)$$

5.1.4.1 Zustandsvariablenfilter

Für die Bereitstellung der Beobachtungsmatrix nach Gleichung 5.18 müssen die zeitlichen Ableitungen des Ein- und Ausgangsvektors vorliegen. Diese können theoretisch durch numerische Differentiation gebildet werden. Unvermeidbare hochfrequente Störungen im Messsignal bewirken jedoch in den Ableitungen große Fehler, die sich mit zunehmender Ordnung in den Ableitungen erhöhen.

Um diesen Effekt zu vermeiden stellt Isermann [40] das so genannte Zustandsvariablenfilter (ZVF) vor. Hierbei können Ein- und Ausgangssignale ohne Differentiation gleichzeitig gefiltert und abgeleitet werden. Da beide Signale das Zustandsvariablenfilter durchlaufen, wird der Phasenversatz des Filters auf das Schätzergebnis herausgekürzt. Gerade bei der Bildung der Ableitungen bereiten hochfrequente Störungen Probleme, deshalb wird das verrauschte Signal und deren Ableitungen über ein Tiefpass gefiltert. Die Übertragungsfunktion lautet in der Regelungsnormalform

$$\frac{Y_f(s)}{Y(s)} = \frac{1}{f_0 + f_1 s + \dots + f_{n-1} s^{n-1} + s^n} \quad (5.21)$$

Die Filterordnung entspricht hierbei der Zahl der bereitgestellten Ableitungen, so dass die Filterordnung größer oder gleich der Modellordnung gewählt wird.

Damit der Tiefpassfilter nicht die gesamte Systemdynamik beeinflusst, sondern nur die höher frequenten Rauschanteile herausfiltert, sollte die Grenzfrequenz nicht kleiner als die Grenzfrequenz des Systems sein.

Abbildung 5.5 zeigt die Struktur des ZVFs. Hierbei durchläuft ein verrauschtes Signal $Y(t)$ den Filter und liegt als geglättetes Signal $Y_f(t)$ am Ausgang vor. Die gefilterten zeitlichen Ableitungen $Y^{(i)}$ erscheinen jeweils vor den Integratoren.

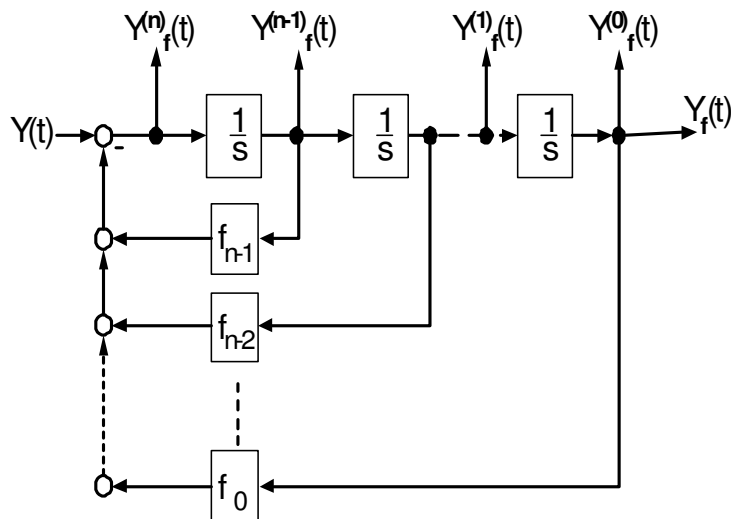


Abbildung 5.5: ZVF zur Filterung und Berechnung der zeitlichen Ableitungen

Um das Filter auf einem Digitalrechner zu implementieren, wird die Darstellung der Regelungsnormform (Gleichung 5.21) zunächst in das kontinuierliche Zustandsraummodell überführt und anschließend in die zeitdiskrete Form transformiert.

Hierfür werden die Zustände

$$x_1 = y_f \quad (5.22)$$

$$x_{i+1} = \dot{x}_i \quad (5.23)$$

$$\dot{x}_n = -f_0 x_1 - f_1 x_2 - \dots - f_{n-1} x_n + y \quad (5.24)$$

eingeführt. Die n Differentialgleichungen können als Vektor-Differentialgleichung der Form

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & & & 1 \\ -f_0 & -f_1 & \dots & \dots & -f_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 1 \end{bmatrix} y \quad (5.25)$$

und somit als Zustandsgleichung

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b} \cdot y \quad (5.26)$$

dargestellt werden. Die Ausgangsgleichung

$$\underline{y}_f = \underline{C} \cdot \underline{x} + \underline{d} \cdot y \quad (5.27)$$

berechnet sich aus den Gleichungen

$$y_f = x_1 \quad (5.28)$$

$$y_f^{(1)} = x_2 \quad (5.29)$$

$$\vdots$$

$$y_f^{(n-1)} = x_n \quad (5.30)$$

$$y_f^{(n)} = -f_0 x_1 - f_1 x_2 - \dots - f_{n-1} x_n + y \quad (5.31)$$

$$\text{zu } \begin{bmatrix} y_f \\ y_f^{(1)} \\ \vdots \\ y_f^{(n)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 1 \\ -f_0 & -f_1 & \dots & -f_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} y \quad (5.32)$$

Abbildung 5.6 zeigt das Zustandsvariablenfilter als zeitkontinuierliches Zustandsraummodell.

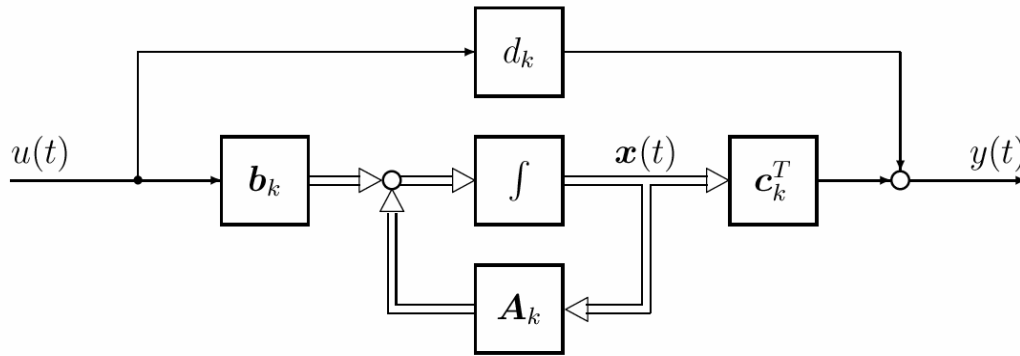


Abbildung 5.6: Zustandsvariablenfilter als Zustandsraummodell

5.1.4.2 Diskretisierung des kontinuierlichen Zustandsraummodells

Um das Zustandsraummodell nach Gleichung 5.26 und 5.27 des kontinuierlichen Filters auf einem Digitalrechner zu implementieren, muss das System diskretisiert werden. Zur Diskretisierung von Zustandsraummodellen gibt es unterschiedliche Verfahren [117]. Allen Verfahren gemein, ist die Überführung des kontinuierlichen Systems in eine zeitdiskrete Form, welches mit der Zeit T_a abgetastet wird. Für die Herleitung der folgenden Gleichungen sei auf den Anhang A.3.1 verwiesen.

Die allgemeine zeitdiskrete Form lautet:

$$\underline{x}((k+1)T_a) = \underline{\phi}(T_a)\underline{x}_k + \underline{H}(T_a)\underline{y}_k \quad (5.33)$$

und entsprechend

$$\underline{y}_f(kT_a) = \underline{C}\underline{x}_k + \underline{d}\underline{y}_k \quad (5.34)$$

$\underline{\phi}(T_a) = e^{AT_a}$ wird als Transitionsmatrix bezeichnet. Die Matrix $\underline{H}(T_a)$ lässt sich berechnen zu

$$\underline{H}(T_a) = \underline{A}^{-1} \cdot [\underline{\phi}(T_a) - \underline{I}] \underline{b}, \quad (5.35)$$

wobei \underline{I} die Einheitsmatrix darstellt.

5.1.4.3 Diskretisierung der kontinuierlichen Übertragungsfunktion

Damit der Thermoschockfehler im Steuergerät über einen in „Echtzeit“ rechenbaren Algorithmus modelliert werden kann, muss das in der kontinuierlichen Form identifizierte Modell nach Gleichung 5.15 diskretisiert werden.

Für die Berechnung von Impulsfolgen hat die Z-Transformation die gleiche Bedeutung wie die LAPLACE-Transformation bei der Lösung von kontinuierlichen Differentialgleichungen. Der Zusammenhang zwischen der kontinuierlichen Frequenzvariablen s und der komplexen Variablen z ist durch die Beziehung

$$\text{Tustin-Formel: } s \approx \frac{2}{T_A} \frac{z-1}{z+1}. \quad (5.36)$$

Gegeben. Für die Herleitung sei auf Anhang A.3.2 verwiesen. Diese Form der Diskretisierung wird als Tustin-Formel oder bilineare Z-Transformation bezeichnet. Mit T_A als Abtastzeit ergibt sich die diskrete Übertragungsfunktion für den Verlauf des Thermoschockfehlers zu

$$G(z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1}}{a_0 + a_1 z^{-1}} \quad (5.37)$$

mit

$$\begin{aligned} a_0 &= \left(\frac{2 \cdot T_2}{T_A} \right) + 1, & a_1 &= 1 - \left(\frac{2 \cdot T_2}{T_A} \right) \\ b_0 &= V \cdot \left(\left(\frac{2 \cdot T_1}{T_A} \right) + 1 \right), & b_1 &= V \cdot \left(1 - \left(\frac{2 \cdot T_1}{T_A} \right) \right) \end{aligned} \quad (5.38)$$

Da die Zylinderdruckmessung im 1°Kurbelwellenraster winkelsynchron getriggert wird, berechnet sich die zeitvariante Abtastzeit mit Hilfe der Drehzahl n zu

$$T_A = \frac{60}{n \cdot 360} \quad [s] \quad (5.39)$$

Gleichung 5.37 lässt sich mit

- u_k : Temperaturdifferenz am aktuellen Kurbelwinkel
- u_{k-1} : Temperaturdifferenz am vorherigen Kurbelwinkel
- y_{k-1} : berechneter Wert für Druckkorrektur am vorherigen Kurbelwinkel

in die rekursive Darstellung umformen und berechnet schließlich den winkelsynchronen Wert für die Druckkorrektur am aktuellen Kurbelwinkel:

$$y_k = \frac{1}{a_0} \cdot (b_0 \cdot u_k + b_1 \cdot u_{k-1} - a_1 \cdot y_{k-1}) \quad (5.40)$$

5.1.5 Parameterschätzung der diskreten Übertragungsfunktion

Im Gegensatz zu dem im Abschnitt 5.1.4 dargestellten Verfahren, kann theoretisch die Struktur der noch nicht identifizierten, kontinuierlichen Übertragungsfunktion nach Gl. 5.15 sofort in die diskrete Form nach Gl. 5.37 überführt werden. Die Identifikation erfolgt dann in der zeitdiskreten Darstellung, so dass der Schätzer mit Hilfe der Ein- und Ausgangsvektoren die Parameter a_1 , b_0 und b_1 der linearen Differenzengleichung

$$y_{rk} + a_1 y_{rk-1} = b_0 u_k + b_1 u_{k-1} \quad (5.41)$$

ermittelt.

Bei der Modellbestimmung der diskreten Übertragungsfunktion wird von einem ARX-Modell²⁶ ausgegangen. In diesem Modell enthält die reale Ausgangsgröße $y_r(t)$ vom dynamischen Prozess die nichtmessbare stationäre, stochastischen Störungen $r(t)$ mit dem Erwartungswert $E\{r(t)\} = 0$.

Für das abgetastete System gilt somit:

$$y_k = y_{rk} + r_k \quad (5.42)$$

Mit dem gestörten Ausgangssignal y_k kann theoretisch der Modellfehler zu

$$e_k = y_k + a_1 y_{k-1} - b_0 u_k - b_1 u_{k-1} \quad (5.43)$$

berechnet werden.

Das in Abbildung 5.7 dargestellte Residuum e wird als Gleichungsfehler bezeichnet und beinhaltet sowohl die Störsignalanteile r als auch Fehler, die durch ungenaue Modellparameter entstehen.

²⁶ ARX ist ein stochastisches Prozessmodell mit deterministischen Eingangssignalen. ARX steht für Auto-regressive model with extra(exogenous) variable

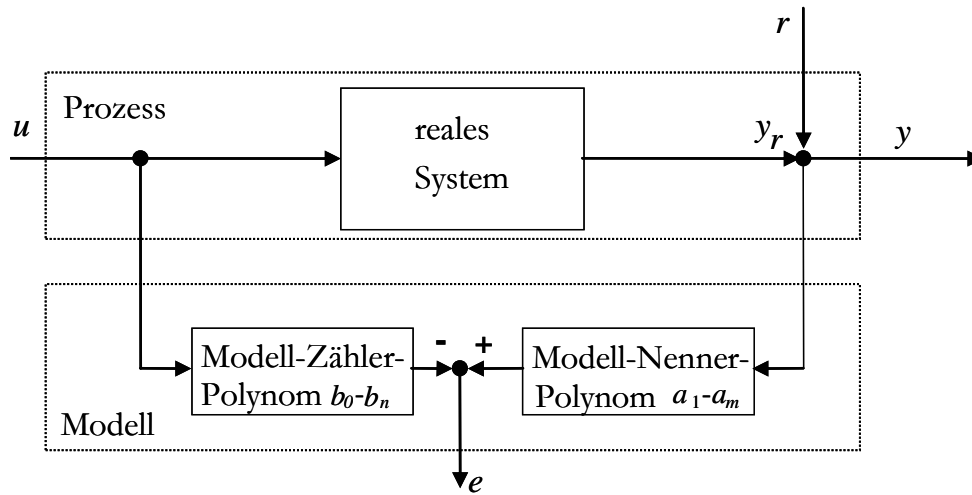


Abbildung 5.7: Grundstruktur zur Parameterbestimmung eines ARX Modells

Ziel der Modellbildung ist die Parameter so zu schätzen, dass der Fehler e minimal wird. Hierzu kann die Methode der kleinsten Quadrate (Least-Square nach Gauß) herangezogen werden. Wird das kontinuierliche Thermoschockmodell mit Hilfe der Tustin-Formel (vgl. Abschnitt A.3.2) diskretisiert,

$$G(s) = \frac{\tilde{b}_1 s + \tilde{b}_0}{\tilde{a}_1 s + \tilde{a}_0} \xrightarrow{\text{bilineare Z-Transformation}} G(z) = \frac{\hat{b}_0 + \hat{b}_1 z^{-1}}{1 + \hat{a}_1 z^{-1}} \quad (5.44)$$

so lautet die rekursive Berechnungsvorschrift für den Thermoschockfehler

$$y_k = -\hat{a}_1 \cdot y_{k-1} + \hat{b}_0 \cdot u_k + \hat{b}_1 \cdot u_{k-1} - e_k \quad (5.45)$$

Diese kann in Matrizenform folgendermaßen dargestellt werden:

$$\underline{y} = \underline{M} \cdot \underline{p} - \underline{e} \quad (5.46)$$

$$\text{mit } \underline{M} = \begin{bmatrix} -y_{k-1} & u_k & u_{k-1} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ -y_{k+N-2} & u_{k+N-1} & u_{k+N-2} \end{bmatrix} \quad (5.47)$$

als Messmatrix und

$$\underline{p}^T = [\hat{a}_1 \quad \hat{b}_0 \quad \hat{b}_1] \quad (5.48)$$

als Parametervektor.

Der Parametervektor \underline{p} ergibt sich im Sinne der Least-Square-Forderung zu

$$\underline{p} = (\underline{M}^T \cdot \underline{M})^{-1} \cdot \underline{M}^T \cdot \underline{y} \quad (5.49)$$

Für jeden beliebigen Zeitpunkt $k=0\dots n$ kann mit dem identifizierten Parametervektor \underline{p} der Thermoschockanteil berechnet werden:

$$y_k = -\hat{a}_1 \cdot y_{k-1} + \hat{b}_0 \cdot u_k + \hat{b}_1 \cdot u_{k-1}, \quad (5.50)$$

5.1.6 Vergleich der Verfahren

In Abschnitt 5.1.4 werden zunächst die Parameter der kontinuierlichen Übertragungsfunktion mit Hilfe des Least-Square-Schätzers bestimmt. Anschließend wird die kontinuierliche Übertragungsfunktion über die bilineare Transformation in die diskrete Struktur überführt. Eine andere Reihenfolge ist in Abschnitt 5.1.5 dargestellt. Die kontinuierliche Übertragungsfunktion wird zuvor in die diskrete Struktur transformiert, um danach die diskreten Parameter zu identifizieren.

Der Vorteil des zweiten Verfahrens besteht darin, dass die zeitdiskret gemessenen Größen direkt mit Hilfe des Digitalrechners in die Schätzung der Modellparameter eingesetzt werden können. Im ersten Verfahren hingegen, müssen für die Schätzung der kontinuierlichen Übertragungsfunktion zunächst die notwendigen zeitlichen Ableitungen mit Hilfe eines Zustandsvariablenfilters gebildet werden.

In Abschnitt 5.1.8 wird über eine Rastervariation der Modellparameter die Übertragungsfunktion empirisch optimiert. Als Maß für die Optimierung wird hierbei die Nullpunkt-korrektur nach jeder Verbrennung herangezogen. Bei dieser Art der Optimierung zeigt sich der Vorteil der Parameterschätzung der kontinuierlichen Übertragungsfunktion.

Bei der empirischen Optimierung zeigte sich, dass die Parametervariation der diskreten Übertragungsfunktion nur in kleinen Bereichen stattfinden darf. Betrachtet man das Ergebnis einer nachträglichen Rücktransformation der identifizierten diskreten Übertragungsfunktion nach Gleichung 5.44

$$\begin{aligned} \hat{a}_1 &= \frac{T_A - 2 \cdot T_2}{T_A + 2 \cdot T_2} \\ \hat{b}_0 &= V \frac{T_A + 2 \cdot T_1}{T_A + 2 \cdot T_2} \quad \hat{b}_1 = V \frac{T_A - 2 \cdot T_1}{T_A + 2 \cdot T_2} \end{aligned} \quad (5.51)$$

in die Frequenzdarstellung, so ist erkennbar, dass die physikalischen Gültigkeitsbereiche der Modellkonstanten

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{T_A \cdot (b_0 - b_1)}{2 \cdot (b_0 + b_1)} \\ T_2 &= \frac{T_A \cdot (1 - a_1)}{2 \cdot (1 + a_1)} \quad V = b_1 \frac{T_A + 2 \cdot T_2}{T_A - 2 \cdot T_1} \end{aligned} \quad (5.52)$$

durch ungeeignete Parameterkombination (a_1 , b_0 und b_1) der diskreten Übertragungsfunktion verletzt werden können. Sind beispielsweise b_0 und b_1 identisch, so ändert sich das Übertragungsverhalten derart, dass das diskrete Modell seinen PDT-Charakter verliert und bei $a_1 > 0$ sogar instabil werden kann. In der diskreten Darstellung ist die Stabilität gegeben, wenn die Pole der Übertragungsfunktion einen negativen Realteil aufweisen.

Anders zeigt sich das Verhalten der kontinuierlichen Übertragungsfunktion. Durch Nutzung von a priori Wissen in Form eines physikalisch basierten Modells, lassen sich die einzelnen Parameter in ihren physikalischen Grenzen ($T_1, T_2 > 0$) variieren, ohne dass die physikalisch motivierte Modellstruktur zerstört wird. Zu beachten ist, dass auch bei extremer Variation der Modellparameter das Übertragungsverhalten verloren gehen kann. In der kontinuierlichen Darstellung kann das Systemverhalten der Übertragungsfunktion nach Gl. 5.15 durch das Verhältnis der Zeitkonstanten T_1 und T_2 derart verändert werden, dass aus dem geforderten ausgeprägten differenzierenden Verhalten

$$\frac{T_1}{T_2} > 1, \quad (\text{PDT}_1\text{-Glieder}) \quad (5.53)$$

das Modell einen ausgeprägten verzögernden Charakter mit

$$\frac{T_1}{T_2} < 1, \quad (\text{PTD-Glieder}) \quad (5.54)$$

bekommt.

5.1.7 Die Wärmestromquelle

Die Ursache für den instationären Wärmestrom in der Zylinderkopfanordnung ist die Temperaturdifferenz zwischen Brennraum und Kühlmittel. Sowohl für die Identifikation der Modellparameter als auch später für die Berechnung des Thermoschockmodells muss nach Gleichung 5.15 eine messbare Temperaturdifferenz zwischen Brennraum und Kühlmittel vorliegen. Im Rahmen dieser Arbeit werden für die Bewertung des Thermoschockmodells zwei unterschiedliche Experimente durchgeführt.

5.1.7.1 Der theoretische Wärmestrom

Im Ersten Versuch wird die Gültigkeit der Modellstruktur an einem Thermoschockprüfstand geprüft. Dabei wird der Sensor bei Umgebungsdruck mit einer Brennerflamme befeuert und die hierbei gemessene Sensorspannung als Thermoschockfehler interpretiert (vgl. Abschnitt 6.1.1 Verifikation der Modellordnung am Thermoschockprüfstand). Da hier eine direkte Temperaturmessung an der Sensoroberfläche möglich ist, kann die Ursache für den Wärmestrom mit Hilfe der gemessenen Temperaturen berechnet werden.

Die Temperaturdifferenz zwischen Brennerflamme und Umgebungstemperatur berechnet sich zu

$$\Delta T_{ws} = (T - T_{Umg}) \quad (5.55)$$

Mit der Annahme, dass $T \gg T_{Umg}$ ist, folgt

$$\Delta T_{ws} \sim T \quad (5.56)$$

Am realen Motor ist die messtechnische Erfassung der Temperatur im Brennraum nur mit erheblichem Mehraufwand und Zusatzkosten möglich, so dass die Temperaturdifferenz zwischen Brennraumtemperatur und Kühlmittel in dieser Arbeit durch eine Ersatzgröße, im Folgenden als Wärmestromäquivalent bezeichnet, abgebildet wird.

Über die ideale Gasgleichung

$$m \cdot R = \frac{p(\varphi) \cdot V(\varphi)}{T(\varphi)} = \frac{p_0 \cdot V_0}{T_0} \quad (5.57)$$

lässt sich die mittlere Gastemperatur der Hochdruckphase mit Hilfe des Zylinderdrucks zu

$$T(\varphi) = \frac{p(\varphi) \cdot V(\varphi) \cdot T_0}{p_0 \cdot V_0} \quad (5.58)$$

berechnen. T_0 , p_0 und V_0 sind hier die Zustände beim Schließen des Einlassventils. Die Kühlmitteltemperatur ist bei konventionellen Motorsteuerungskonzepten über einen Temperatursensor im Kühlsystem messbar, so dass sich für die Hochdruckphase die Temperaturdifferenz berechnen lässt.

5.1.7.2 Vereinfachter Ansatz mit Hilfe des Zylinderdrucks

Um die Thermoschockkompensation im gesamten Arbeitsspiel zu berechnen, muss neben dem Temperaturverlauf in der Hochdruckphase ebenso das thermische Verhalten für den Ladungswechsel berücksichtigt werden.

Beim quasistationären Wärmestrom können die dynamischen Effekte, hervorgerufen durch thermische Wärmespeicher, vernachlässigt werden, so dass die Wärmestromdichte proportional zur Temperaturdifferenz ist.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \alpha \cdot (T - T_{KW}) \sim \Delta T_{ws} \quad (5.59)$$

mit $\alpha \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ als Wärmeübergangskoeffizient.

Unter Verwendung des Grenzwertsatzes der LAPLACE-Transformation nach Gleichung 4.56 lässt sich bei sprungförmiger Anregung der stationäre Endwert für die Übertragungsfunktion nach Gleichung 5.15 berechnen.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot F(s) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \frac{1}{s} \cdot V \cdot \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} = V \quad (5.60)$$

Hierbei wird deutlich, dass ein stationärer Wärmestrom ebenfalls einen Thermoschockfehler verursachen würde. Bei der vereinfachten Thermoschockkorrektur in [12] und [13] wird davon ausgegangen, dass der gemessene Brennraumdruckverlauf bei allen Winkelpositionen in erster Annäherung proportional zur Wärmestromdichte ist.

$$\dot{q} \sim p_{Zyl} \quad (5.61)$$

Im weiten Bereich des Ladungswechsels kann der Brennraumdruck quasistationär betrachtet werden, der jedoch abhängig vom Umgebungsdruck, von der Drosselklappenstellung und von der Drehzahl variiert, aber nie Vakuum sein wird. Deshalb wird hier zwar die Grundidee von [12] und [13] verfolgt, jedoch wird innerhalb des Arbeitsspiels unterschieden, ob das System offen oder geschlossen ist.

Im ersten Fall wird der Wärmestrom vereinfacht zu Null gesetzt:

offenes System:

$$\dot{Q}_{\ddot{A}quiv}(\varphi) = 0 \quad \text{für} \quad A\ddot{O} < \varphi < ES \quad (5.62)$$

Um einen stetigen Übergang bei „Einlass schließt“ zu erhalten, wird das Wärmestromäquivalent für das geschlossene System folgendermaßen vereinfacht.

geschlossenes System:

$$\dot{Q}_{\ddot{A}quiv}(\varphi) = k \cdot (p(\varphi) - p(ES)) \quad \text{für} \quad ES < \varphi < A\ddot{O} \quad (5.63)$$

$$dp_{thermo}(s) = \Delta T_{WS}(s) \cdot F_{thermo}(s) \quad (5.64)$$

$$dp_{thermo}(s) = k \cdot (p(\varphi) - p(ES)) \cdot V \cdot \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (5.65)$$

Die Konstante k in Gleichung 5.65 dient zur Normierung des Wärmestromäquivalents aus Gleichung 5.63

$$\bar{\dot{Q}}_{\ddot{A}quiv}(s) = \frac{\dot{Q}_{\ddot{A}quiv}(s)}{k} = p(\varphi) - p(ES) \quad (5.66)$$

und ist zusammen mit dem Verstärkungsfaktor V in den zu identifizierenden Parameter V_k enthalten.

$$dp_{thermo}(s) = \bar{\dot{Q}}_{\ddot{A}quiv}(s) \cdot V_k \cdot \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (5.67)$$

5.1.8 Rasteroptimierung über Nullpunktfehler

Ein Maß für die Kurz- und Mittelzeitdrift ist der Eingriff der Nullpunktkorrektur nach jeder Verbrennung. Wird der Zylinderdruck vor einer Verbrennung mit den in Abschnitt 4.1 dargestellten Verfahren zur Nullpunktkorrektur auf das gültige Absolutniveau korrigiert, so ist der Thermoschock der darauf kommenden Verbrennung die Hauptursache für den folgenden Nullpunktfehler. Zum einen kann die Güte der Thermoschockkorrektur für den Ladungswechsel durch die nachfolgende thermodynamische Nullpunktkorrektur bewertet werden, zum anderen kann aber gerade durch die Bewertung des Nullpunktfehlers eine Optimierung der Modellparameter für den Ladungswechsel erfolgen.

Da beim diskreten Modell nach Gleichung 5.44 schon kleine Änderungen der Parameter große Modellabweichungen hervorrufen, können die einzelnen Parameter nur in einem sehr engen Rahmen variiert werden. Eine Rasteroptimierung liefert hier keine brauchbaren Ergebnisse und wird im Folgenden nicht weiter berücksichtigt.

Anders verhält sich das kontinuierliche Thermoschockmodell, wenn einzelne Parameter variiert werden. Ausgehend von der Modellstruktur nach Gl. 5.15 werden die Modellparameter T_1 , T_2 und V im Rasterverfahren verändert und mit jedem Parametersatz der Korrekturverlauf zur Kompensation des Thermoschocks berechnet. Da die optimalen Parameter nicht unabhängig voneinander sind, erfolgt die Variation über verschachtelte Schleifendurchläufe. Bei allen Parameterkombinationen wird die Güte des Parametersatzes über den quadratischen Summenfehler der arbeitsspielindividuellen Nullpunktkorrekturen berechnet:

$$G(T_1, T_2, V) = \sum_{As=1} (\Delta p_{korr}(AS))^2 \quad (5.68)$$

Abbildung 5.8 stellt beispielhaft die Rastervariation des kontinuierlichen Thermoschockmodells als 3-dimensionale Grafiken dar.

In den Teilbildern wird wegen der besseren Darstellbarkeit jeweils eine Größe des Parametersatzes konstant gehalten²⁷, die Verbleibenden werden innerhalb vorgegebener Grenzen variiert. Über die Position des Minimums ist ersichtlich, ob es sich um einen lokalen Extremwert oder um einen Randpunkt handelt. Liegt das Minimum an einem Randpunkt, so müssen die Grenzen der Parametervariation verschoben werden. Befindet sich hingegen der kleinste Gütefaktor innerhalb des Variationsbereichs, so ist dieser Parametersatz das Ergebnis der Rasteroptimierung. Es sei darauf hingewiesen, dass sich dieses Korrekturverfahren auf die Nullpunktkorrektur nach Abschnitt 4.1.2 bezieht und sich somit auf den Druck bei „Einlass schließt“ stützt.

²⁷ Als Wert für den konstant gehaltenen Parameter wird in der Darstellung der ermittelte optimale Parameter gewählt.

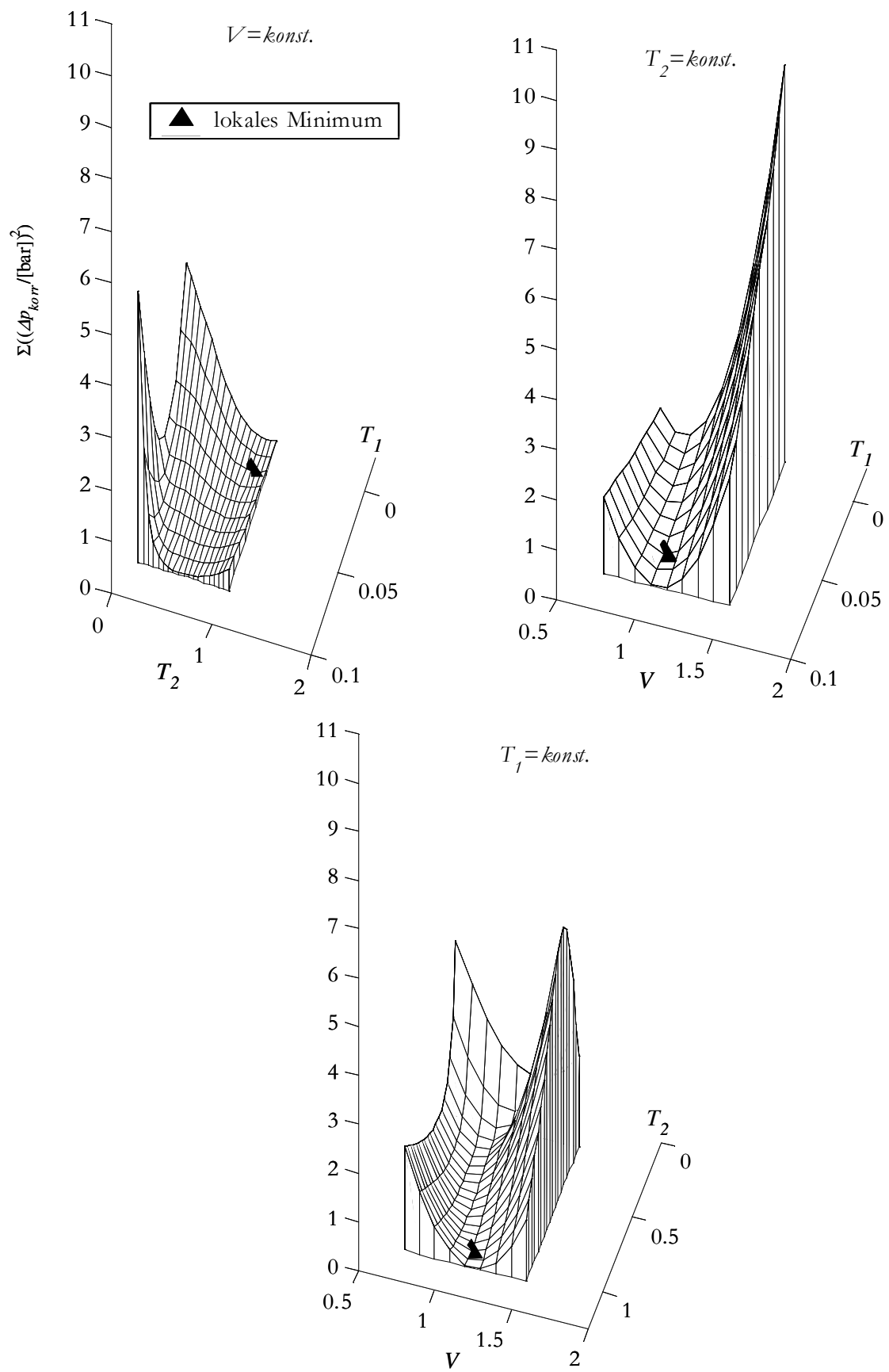


Abbildung 5.8: Rastervariation der Modellparameter

5.1.9 Zusammenfassung Thermoschockmodell

Abbildung 5.9 zeigt zusammenfassend einen Überblick über das Identifikations- und Kompensationsverfahren des Thermoschockmodells.

Parameteridentifikation (offline, zeitsynchron)

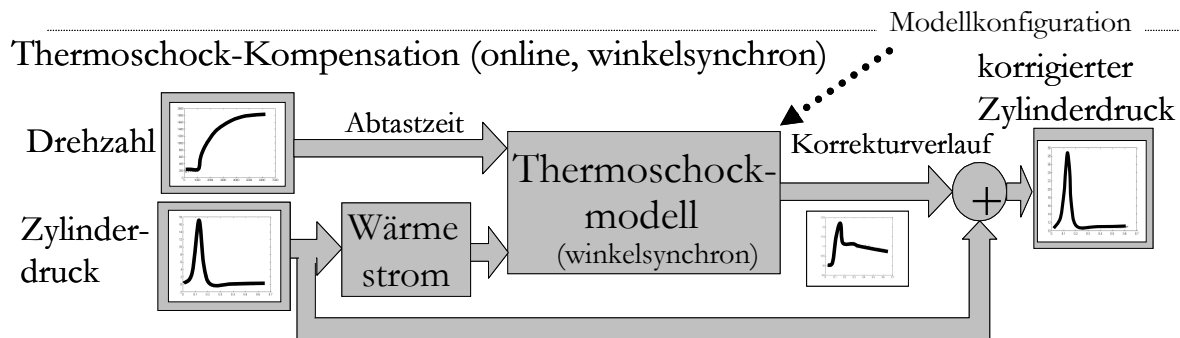
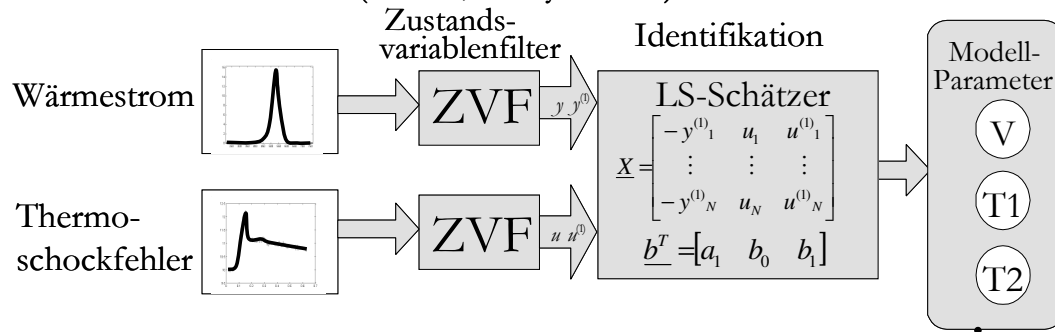


Abbildung 5.9: Identifikation und Kompensation des Thermoschocks

Für die Schätzung der Modellparameter werden im Vorfeld die Eingangsvektoren mit Hilfe des Zustandsvariablenfilters geglättet und abgeleitet. Der Least-Square-Schätzer berechnet aus den Messdaten die Modellparameter $T1$, $T2$ und V der kontinuierlichen Übertragungsfunktion für das Thermoschockverhalten.

Im unteren Teil der Abbildung ist die Struktur des im Steuergerät rechenbaren diskreten Thermoschockmodells dargestellt. Hierbei wird aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf ein Wärmestromäquivalent berechnet. Ferner wird über die gemessene Drehzahl die Abtastzeit des Kompensators ermittelt. Über Gleichung 5.40 wird anschließend der Verlauf des Thermoschocks modelliert und als Korrekturwert zum gemessenen Zylinderdruck aufaddiert.

5.2 Kaltstart

Ziel der Kaltstartuntersuchungen ist eine Bewertung der zylinder- und zyklusindividuellen Verbrennung mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen. Hierbei gilt es zu analysieren, ob Abhängigkeiten zwischen den Merkmalen aus der Druckindizierung aus Kapitel 4 und der Gemischbildung bestehen. Wäre im Kaltstart eine Bewertung hinsichtlich der Gemischbildung oder des Emissionsverhaltens möglich, so könnte für die nächste Verbrennung die

Kraftstoffzumessung mit Hilfe von Zylinderdruckmerkmalen geregelt oder adaptiv für den folgenden Start optimiert werden.

Im Rahmen täglicher Kaltstartversuche wird an dem unter Abschnitt 3.2 beschriebenen Kaltstartprüfstand die Einspritzmenge variiert. Randbedingungen, wie Ansauglufttemperatur, Kühlmitteltemperatur, Bordnetzspannung, Drosselklappenposition, Einspritzposition und Zündwinkel werden bei den Versuchen konstant gehalten. Die Einspritzmengen für die ersten 50 Arbeitsspiele sind ab Start zyklus- und zylinderindividuelles konfigurierbar. Dieses ermöglicht einerseits reproduzierbare Versuche, andererseits kann über die individuelle Variation der Einspritzmenge für jede Verbrennung ein optimaler Referenzstart appliziert werden.

Die Abbildungen 5.10 und 5.11 zeigen die ersten Verbrennungen und die thermodynamische Auswertung hinsichtlich des Maximalwerts Q_{max} aus dem Summenheizverlauf und der indizierten Hochdruckarbeit von zwei verschiedenen Kaltstartversuchen. Zunächst ist erkennbar, dass die λ -Sonde im Start auch bei Vorwärmung in den ersten fünf Verbrennungen keine plausiblen Ergebnisse liefert. Bedingt durch die Funktionsweise des Sensors, ist die Sonde zunächst mit Sauerstoff „vergiftet“. Für die Bewertung der ersten Verbrennungen ab Start wird deshalb nicht das Luft-Kraftstoffverhältnis, sondern die mit dem FFID (vgl. 3.5 Messung der Kohlenwasserstoffemissionen) gemessene HC-Konzentration herangezogen.

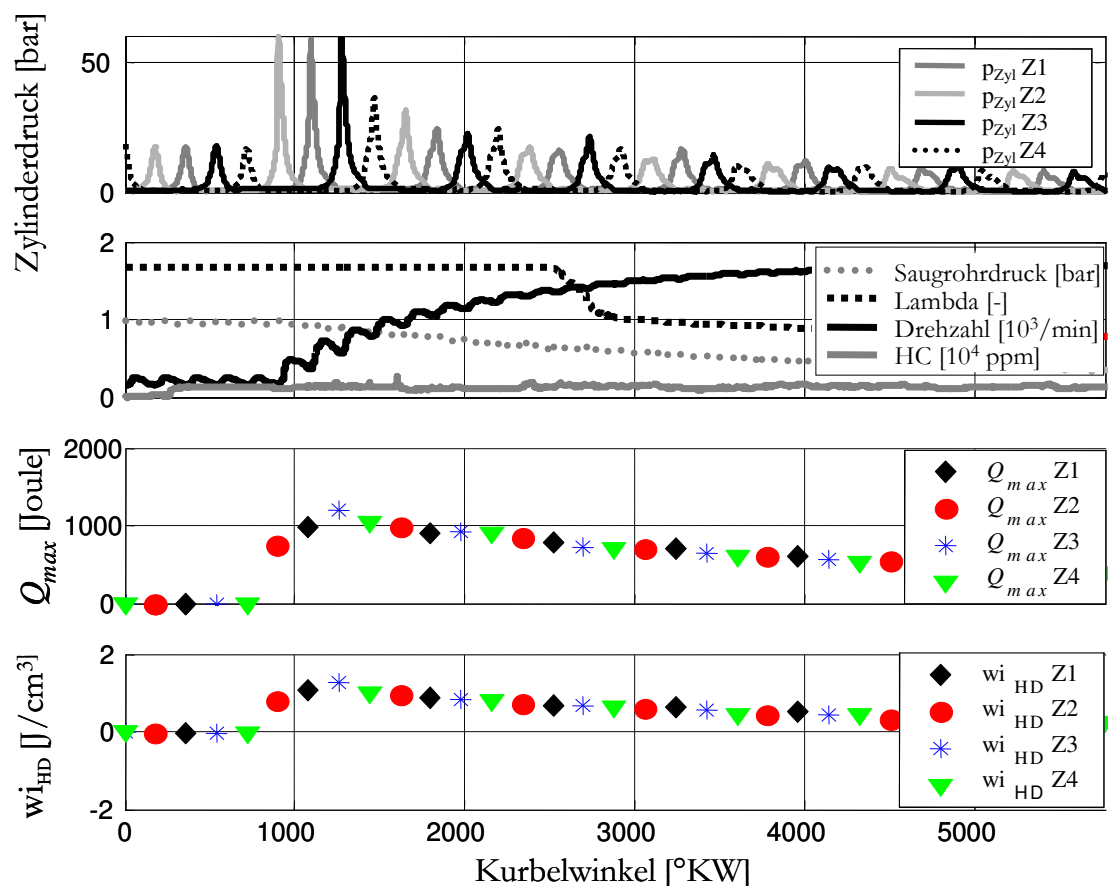


Abbildung 5.10: Kaltstart ohne Verbrennungsaussetzer

Einen optimalen Start zeigt Abbildung 5.10. Dies ist anhand der geringen HC-Konzentration, anhand des quasi-stetigen Verlaufs des Maximalwertes aus dem Summenheizverlaufs Q_{max} sowie durch den aussetzerfreien Verlauf der indizierten Hochdruckarbeit erkennbar. Jede Verbrennung trägt hierbei maßgeblich zum Drehzahlanstieg und somit zum Hochlaufen des Motors bei. Ein anderes Verhalten ist im zweiten Kaltstartexperiment in Abbildung 5.11 zu beobachten.

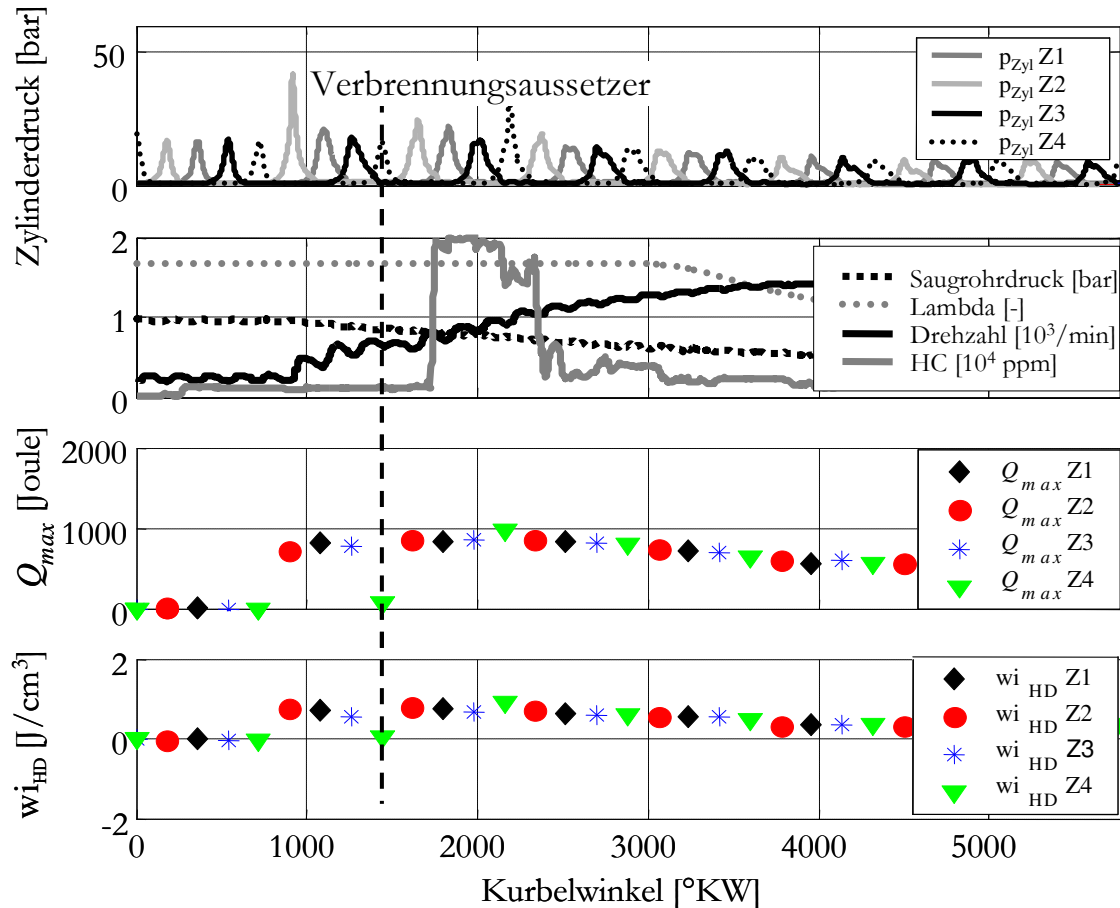


Abbildung 5.11: Kaltstart mit Verbrennungsaussetzer

Hier ist das Einspritzprofil nicht optimal appliziert. Nach der Synchronisationsphase trägt die erste Zündung für den vierten Zylinder nicht nennenswert zum Hochlaufen des Motors bei und ist ein Verbrennungsaussetzer. Da der Kraftstoff nicht vollständig umgesetzt wird, ist die Kohlenwasserstoffkonzentration nach dieser Verbrennung sehr hoch. Eindeutig erkennbar und messbar ist dieser Verbrennungsaussetzer sowohl über die geringe indizierte Arbeit als auch über den geringen Maximalwert des Summenheizverlaufs. Über die beiden Größen kann jedoch keine Aussage darüber getroffen werden, ob dieser Verbrennungsaussetzer durch ein zu fettes oder durch ein zu mageres Gemisch hervorgerufen wird. Eine Gemischregelung bzw. eine Vorsteuerung für den nächsten Start ist somit nicht möglich. Erst wenn durch eine sichere Begrenzung der Einspritzmenge einer der beiden Extremfälle (z.B. zu fett) ausgeschlossen werden kann, könnte bei einem Verbrennungsaussetzer der andere Extremfall (zu mager) erkannt werden. Um das zukünftige Startverhalten zu optimieren, sind in diesem Fall eine Erkennung der Kraftstoffqualität sowie die Adaption

der Startmenge möglich. Dieser Ansatz wird über eine Aussetzererkennung mit Hilfe von Drehzahlgradienten in modernen Steuergeräten angewandt [73] [74].

5.2.1 Korrelationsanalyse der Verbrennungsmerkmale

Laut Literatur [16][56][62] werden der Zündverzug und die Brenndauer im Wesentlichen durch die Gemischqualität beeinflusst. Dieses ist die grundlegende Motivation, um mit Hilfe von Zylinderdruckmerkmalen die Gemischbildung im Start zylinderindividuell und arbeitsspielaufgelöst zu klassifizieren. Die zentrale Fragestellung ist, ob mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen die Einzelverbrennung als mager oder fett bzw. ob das Niveau der HC-Konzentration zyklusindividuell klassifiziert werden kann.

Für die Datenbasis der folgenden Untersuchungen werden eine Reihe von Versuchen mit unterschiedlichen Kraftstoffmengenvariationen an dem unter Abschnitt 3.2 beschriebenen Kaltstartprüfstand durchgeführt. Dabei wird bei der Auswertung zwischen Kalt- und Wiederholstart unterschieden. Eine kurbelwinkel aufgelöste Datenerfassung ermöglicht die „Offline“-Auswertung der gemessenen und thermoschockkompensierten Zylinderdruckdaten nach Abschnitt 4.3. Kaltstarts, bei denen Verbrennungsaussetzer auftreten, bleiben bei diesen Versuchen methodisch unberücksichtigt, da als Ziel der Untersuchungen die aussetzerfreie Optimierung mit Hilfe von Zylinderdruckinformation im Vordergrund steht.

Als mögliche Merkmale für die Gemischbildung werden die folgenden Kenngrößen aus Abschnitt 4.3.1 untersucht und über eine Korrelationsanalyse auf lineare Beziehung mit der HC-Konzentration geprüft.

Kenngrößen aus dem Summenheizverlauf:

Entflammungsphase $\sigma_{5\%}$ (5%Umsatz-ZZP) in [°KW] und [s]

Verbrennungsende (95% Umsatz) in [°KW]

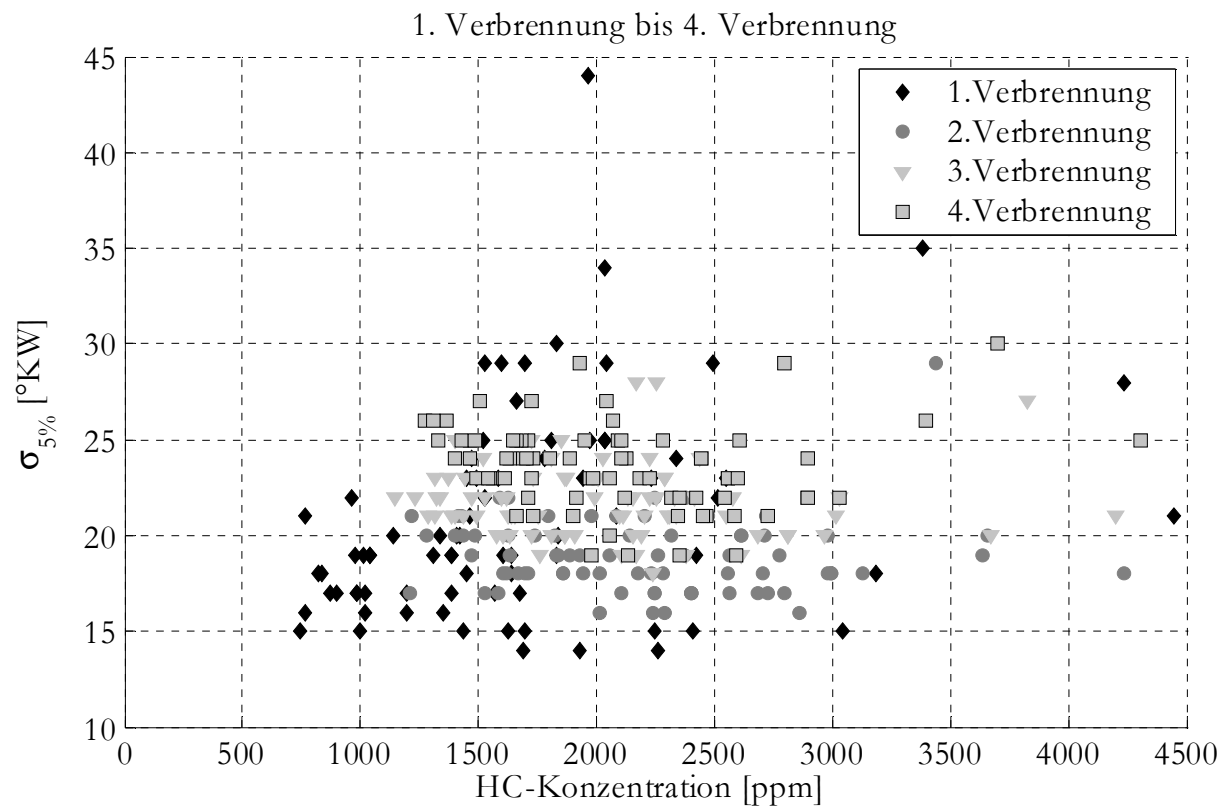
Brenndauer in [°KW] und [s]

Verbrennungskennwert Q_{max}/m_k

Abbildung 5.12 zeigt exemplarisch die Ergebnisse der Startuntersuchungen. Dabei werden ca. hundert Kaltstarts thermodynamisch ausgewertet und die Ergebnisse der ersten vier Verbrennungen in Beziehung zur Kohlenwasserstoffkonzentration gebracht. Die Messung der Kohlenwasserstoffkonzentration erfolgt über das in Abschnitt 3.5 dargestellte Verfahren mit Hilfe des FFIDs. Für die Berechnung der zyklusaufgelösten, mittleren HC-Konzentration wird die nach Abschnitt 3.5.2. beschriebene Methode herangezogen.

Da prinzipbedingt die Messung der HC-Konzentration an dem Punkt der Gasentnahmestelle erfolgt, kann zunächst eine Verfälschung der Ergebnisse durch örtliche HC-Tropfenbildung nicht ausgeschlossen werden. Durch reproduzierbare Starts bei optimalem Einspritzprofil und einer geringen Streuung im HC-Konzentrationsverlauf kann jedoch dieses Problem weitestgehend ausgeschlossen werden.

a)



b)

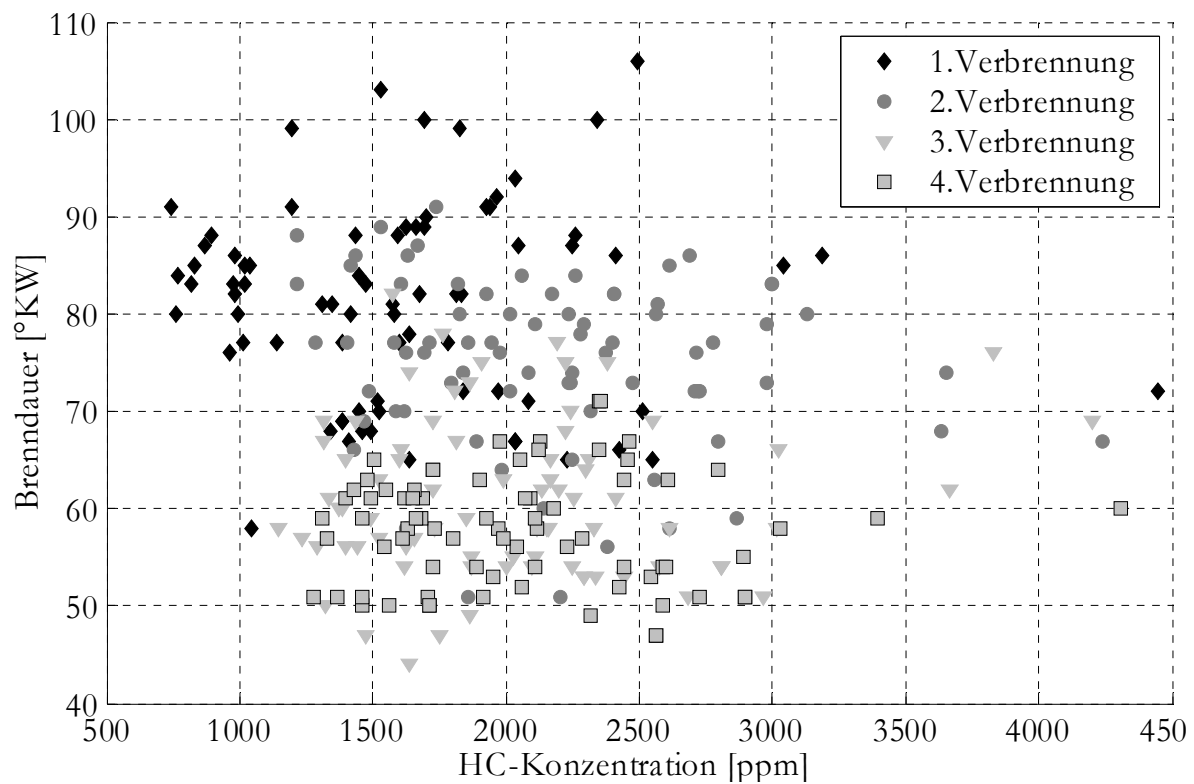


Abbildung 5.12: großes Streuband in der arbeitsspielabhängige Beziehung zwischen der HC-Konzentration und Ergebnissen der Zylinderdruckauswertung beim Motorstart

a) am Beispiel der Entflammungsphase $\sigma_{5\%}$ und b) am Beispiel der Brenndauer

In der oberen Abbildung 5.12 wird die Entflammungsphase $\sigma_{5\%}$ über der Kohlenwasserstoffkonzentration aufgetragen. Das untere Diagramm in Abbildung 5.12 zeigt die Beziehung zwischen Brenndauer und Kohlenwasserstoffkonzentration. In beiden Fällen wird auf Grund der großen Streuung deutlich, dass eine arbeitsspielindividuelle Charakterisierung der Einzelverbrennung nicht möglich ist.

Auffällig bei der ersten Verbrennung ist jedoch die Abhängigkeit der Standardabweichung der Entflammungsphase ($\sigma_{5\%}$) zur Kohlenwasserstoffkonzentration.

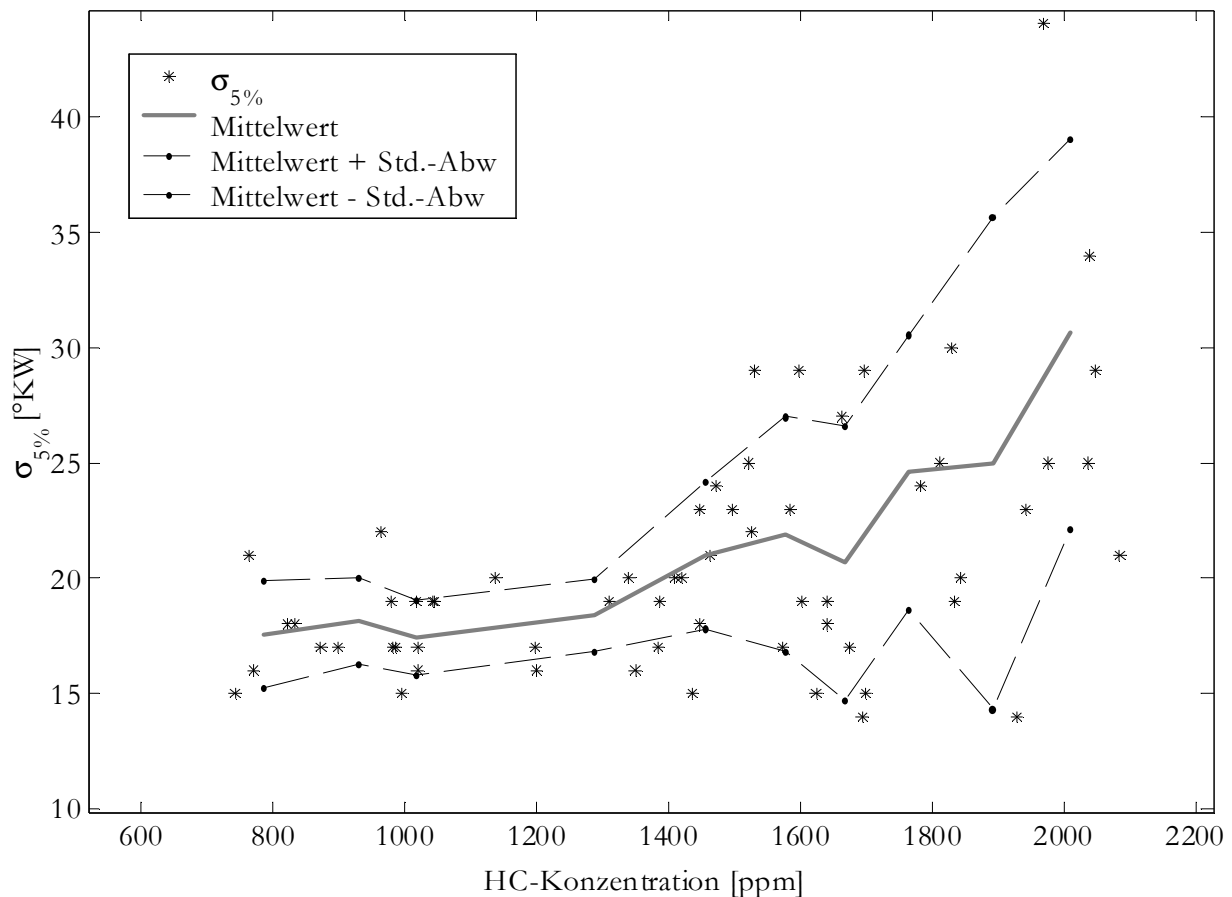


Abbildung 5.13: Streuband der Entflammungsphase in Abhängigkeit von der HC-Konzentration bei der ersten Kaltstartverbrennung

Wie in der Abbildung 5.13 ersichtlich, ist bei geringer Kohlenwasserstoffkonzentration auch die mittlere Entflammungsdauer und deren Streuband vergleichbar niedrig. Dies bedeutet, dass für eine optimale Verbrennung die Entflammungsphase kurz sein muss. Der Rückschluss, dass eine kurze Verbrennungsphase zwingend eine optimale Verbrennung und somit eine geringe HC-Konzentration mit sich zieht, ist für den betrachteten Kaltstart jedoch nicht zulässig.

Da die Startphase ein hochdynamischer Vorgang ist, wird die folgende Korrelationsanalyse für jede Verbrennung dargestellt. Dabei wird geprüft, ob eine lineare Beziehung zwischen Merkmalen aus der Zylinderdruckauswertung (siehe Abschnitt 4.3.2) und der mittleren HC-Konzentration besteht. Abbildung 5.14 zeigt das Ergebnis der Korrelationsanalyse. Auf

Grund der niedrigen Korrelationskoeffizienten kann keine lineare Beziehung zwischen den Merkmalen und der HC-Konzentration gefunden werden. Eine Klassifizierung der Einzelverbrennung in Bezug auf die Kohlenwasserstoffkonzentration erscheint mit Hilfe der echtzeitfähigen thermodynamischen Zylinderdruckauswertung (hier: Merkmale aus dem Heizverlauf) somit nicht zielführend.

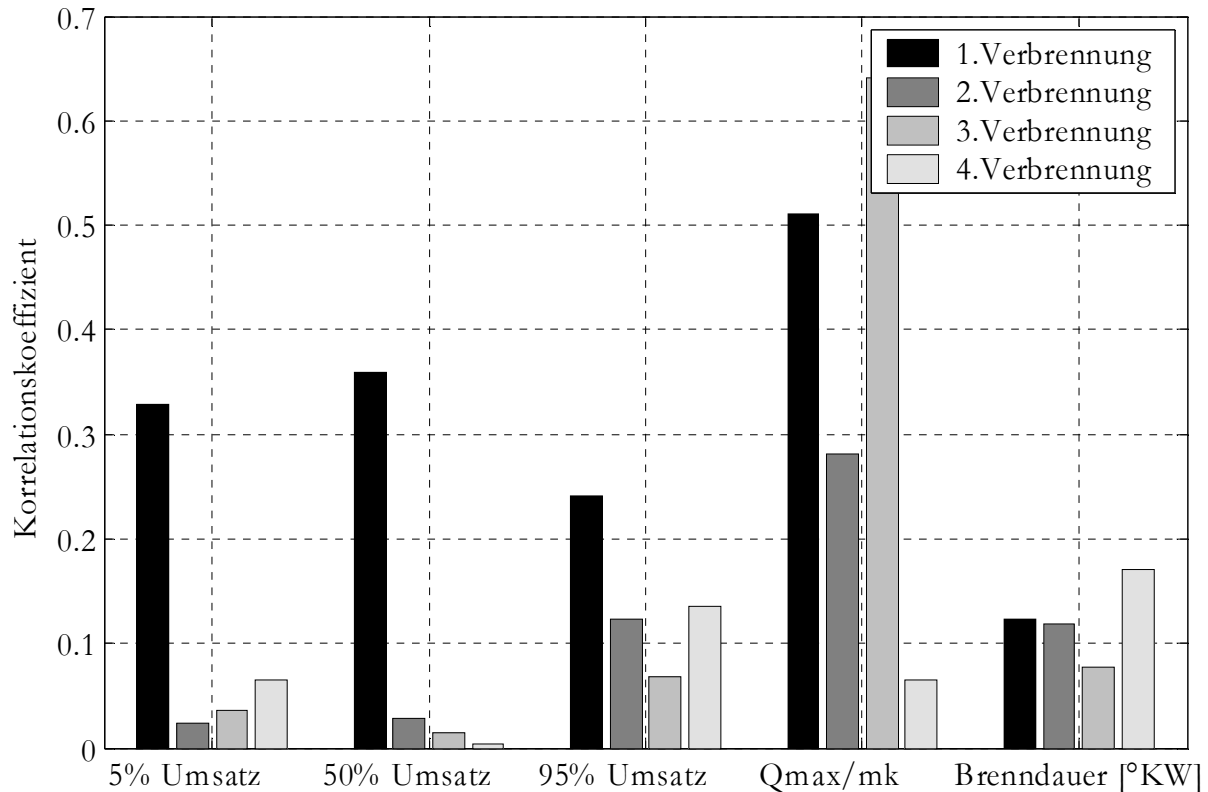


Abbildung 5.14: geringe Korrelation der Kohlenwasserstoffkonzentration mit Merkmalen aus dem Heizverlauf für die ersten vier Verbrennungen

5.2.2 Variation der Einspritzdauer

Ausgangspunkt für die folgenden Untersuchungen ist ein durch Variation der Einspritzzeit ermitteltes optimales Startprofil der Einspritzmenge. Ausgehend von diesem Referenzstart kann das Einspritzprofil in weiteren Versuchen gezielt verändert werden. Im Gegensatz zu den unter Abschnitt 5.2.1 dargestellten Analysen werden in den folgenden Versuchen Bereiche betrachtet, in denen die vorgeheizte Lambdasonde betriebsbereit ist. Auch bei diesen Experimenten wird untersucht, inwiefern ein Zusammenhang zwischen dem Luftverhältnis und Merkmalen der Zylinderdruckauswertung besteht.

Die linke Darstellung in Abbildung 5.15 zeigt zunächst einen optimalen Kaltstartverlauf. Hierbei wurden die Einspritzzeiten individuell für jede Verbrennung (Zyklus) so appliziert, dass sich ein Verlauf ohne Verbrennungsaussetzer mit geringster HC-Konzentration einstellt. Die thermodynamische Auswertung der Zylinderdrucksignale, sowie die zyklusindividuelle Berechnung der HC-Konzentration erfolgt nach Abschnitt 3.5.2 (FFID-Arbeitsspielanalyse) bei diesen Versuchen offline. Auf Grund der integrierenden Algorith-

men (Gl. 3.2 und Gl. 4.31) liegen die Ergebnisse der Berechnungen erst am Ende jeder Verbrennung vor. Die hierdurch entstehenden Verzugszeiten werden bei der "Offline"-Auswertung berücksichtigt und in den folgenden Diagrammen zeitgleich zur Verbrennung bzw. zur zyklusindividuellen Einspritzmenge dargestellt.

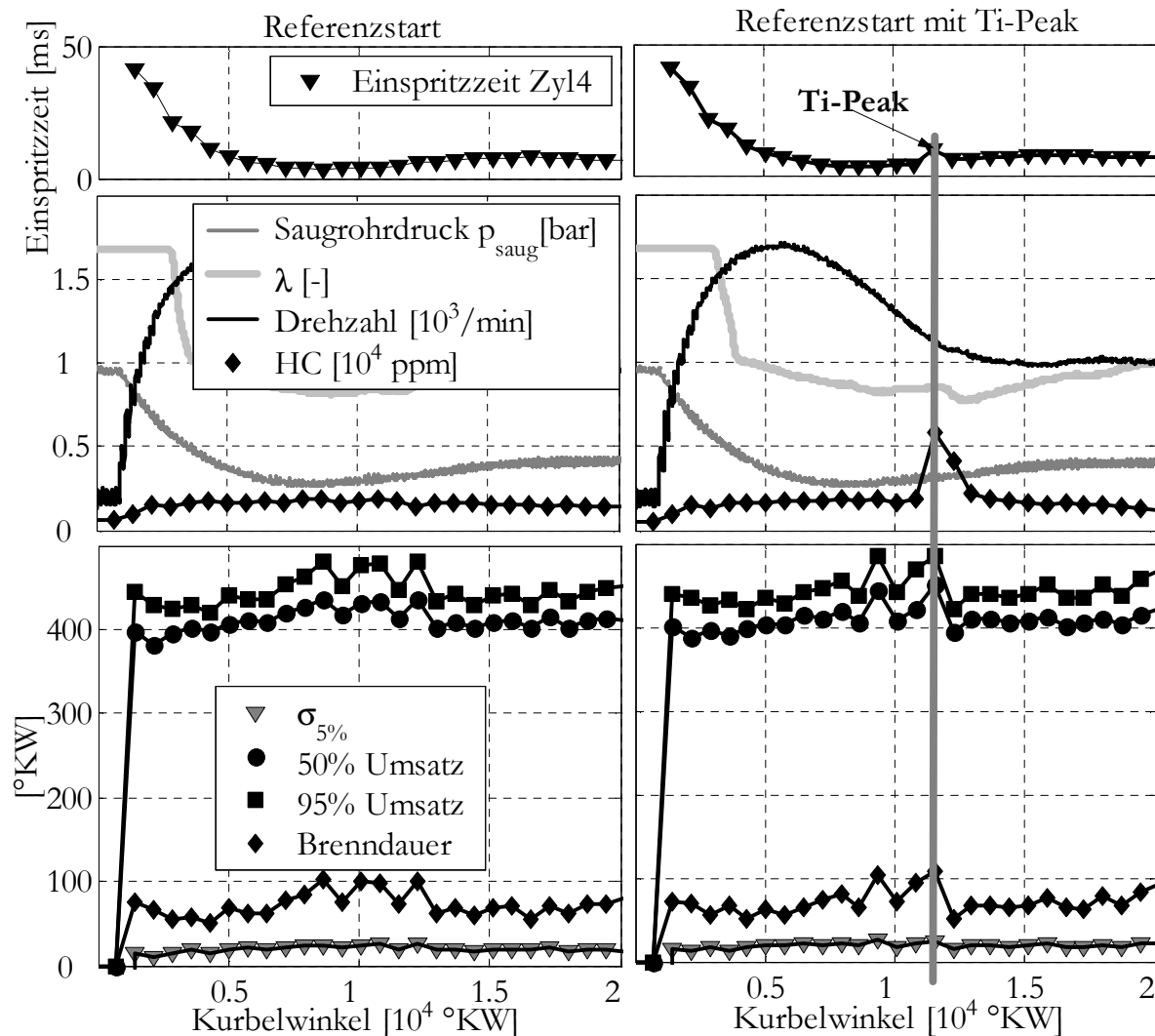


Abbildung 5.15: Auswirkung eines Ti-Peaks auf die Zylinderdruckmerkmale

Eine zyklusindividuelle Erhöhung der Einspritzzeit, im Folgenden als Ti^{28} -Peak bezeichnet, zeigt die rechte Seite in Abbildung 5.15. Dort wird die Einspritzzeit der 15. Verbrennung um ca. 100% gegenüber dem Referenzverlauf (linke Abbildung 5.15) angehoben. Trotz der Wandfilmeffekte im Saugrohr (vgl. Abschnitt 4.4.2.2), erreicht ein Teil des eingespritzten Kraftstoffs direkt den Brennraum, so dass diese Verbrennung gezielt angefettet wird. Die Auswirkungen des Ti-Peaks sind sowohl in der gemessenen HC-Konzentration als auch verspätet im Luftverhältnis erkennbar. Es besteht zwar der Eindruck, als wäre ein Effekt auch in den Merkmalen der Zylinderdruckauswertung feststellbar, bei genauer Betrachtung der Signalstreuung ist jedoch zu bemerken, dass das Signal zu Rauschverhältnis für eine zyklusindividuelle Beurteilung nicht ausreicht.

²⁸ Ti: Time-Injektion, Einspritzzeit

In weiteren Versuchen wird nicht nur die Gemischanreicherung einer einzelnen Verbrennung verändert, sondern es wird die Kraftstoffmenge für jedes Arbeitsspiel angehoben.

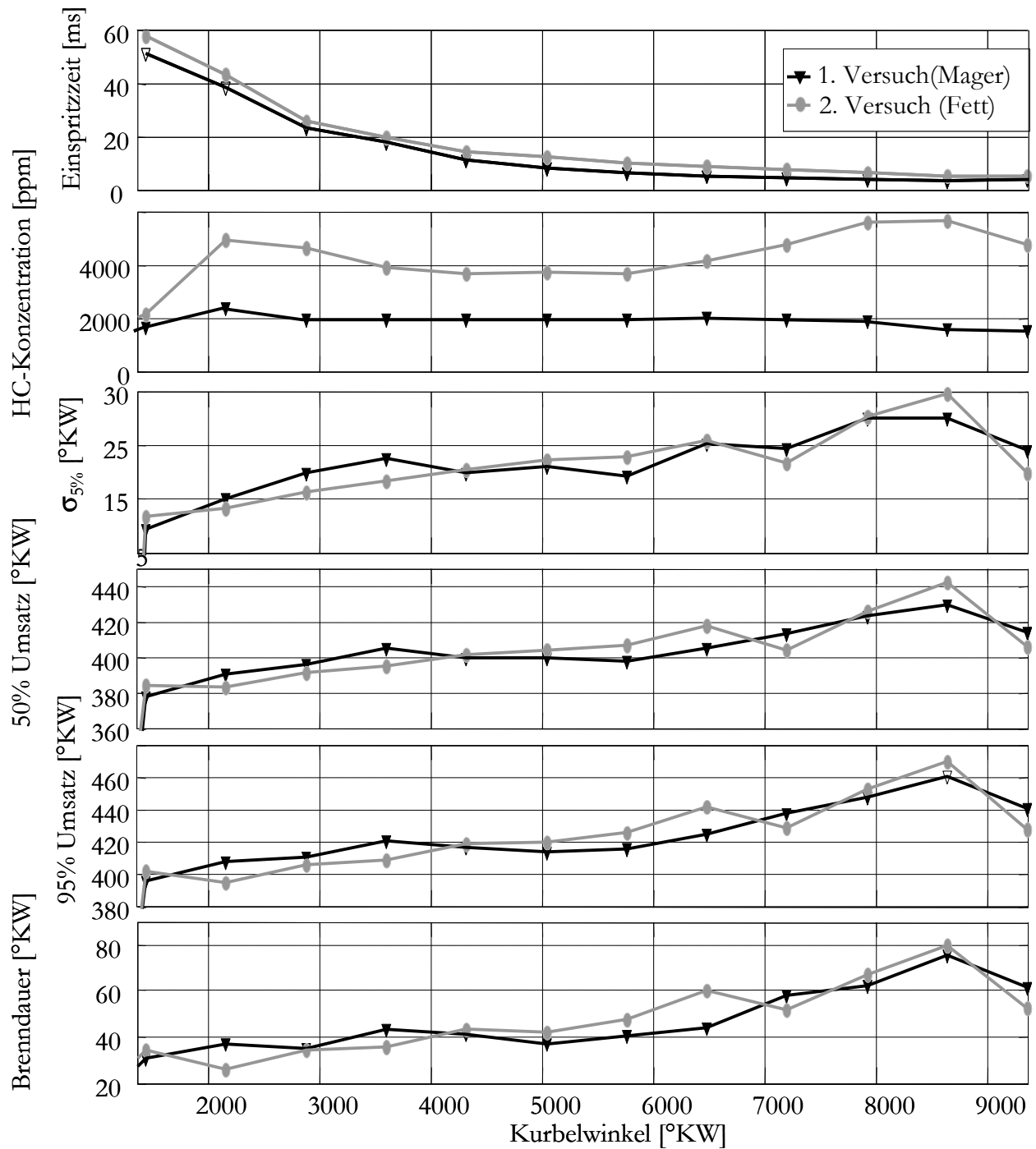


Abbildung 5.16: Auswirkung der Einspritzmenge auf die Zylinderdruckmerkmale

Die Auswirkungen der Einspritzmengenmanipulation sind Abbildung 5.16 wieder deutlich in der HC-Konzentration zu finden. Eine Betrachtung der Zylinderdruckmerkmale bestätigt die Beobachtungen der vorangegangenen Versuche, so dass auch hier keine eindeutige Klassifizierung der Einzelverbrennung zwischen Fett- und Magerstart möglich ist.

5.2.3 Zusammenfassung der Kaltstartuntersuchungen

Verbrennungsaussetzer im Start können bei dem untersuchten Motor mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen sicher detektiert werden. Eindeutig erkennbar und messbar sind diese sowohl über die geringe indizierte Arbeit als auch über den geringen Maximalwert des Summenheizverlaufs. Eine qualitative Aussage, ob ein Verbrennungsaussetzer durch Kraftstoff- oder Luftüberschuss hervorgerufen wird, ist jedoch nicht möglich. Da gerade beim Verbrennungsaussetzer sehr hohe HC-Emission entstehen, müssen diese jedoch bei zukünftigen Emissions-Konzepten unbedingt vermieden werden.

Die Kaltstartuntersuchungen mit variablen Einspritzzeiten zeigen, dass bei dem untersuchten Motor eine quantitative Aussage über die zyklusindividuelle Gemischbildung aus den Merkmalen des Heizverlaufs, wie Entflammungsphase ($\sigma_{5\%}$), 50% Umsatz, 95% Umsatz und Brenndauer, nicht möglich ist. Weitere experimentell untersuchte Einflussfaktoren auf die Gemischbildung beim Kaltstart, wie die Variation des Zündwinkels oder des Einspritzzeitpunkts, werden aus diesem Grund hier nicht weiter dargestellt.

Die Auswertung der Entflammungsphase für die erste Verbrennung (vgl. Abbildung 5.13) liefert zwar über das Streuband der Standardabweichung eine statistische Aussage der Gemischbildung. Für eine sichere Bewertung der Verbrennung ist jedoch eine hohe Anzahl an Kaltstarts notwendig.

5.3 Warmlauf

Ein hohes Potential zur Reduzierung der Abgasemission von Otto-Motoren liegt in der Optimierung der Warmlaufphase. Als Motorstart wird der Bereich, vom Stillstand der Kurbelwelle bis zum Erreichen der Leerlaufdrehzahl bezeichnet. Die Warmlaufphase schließt sich daran an und kennzeichnet den Bereich vom Einregeln der Leerlaufdrehzahl bis zum Erreichen einer bestimmten Schwelle der Kühlwassertemperatur. Direkt nach dem Start sind die λ -Sonde und der Katalysator noch nicht betriebsbereit. Im Gegensatz zum warmen Motor kann das Luft-Kraftstoffverhältnis in der Nachstartphase noch nicht über die λ -Sonde geregelt werden. Zum einen liefert die λ -Sonde auf Grund der Sauerstoffvergiftung im Start fehlerhafte Werte, zum anderen ist bekannt, dass eine vorgeheizte Sonde durch Kondenswasserbildung (Wasserschlag) in der Warmlaufphase zerstört werden kann. Beim gesteuerten Warmlauf ist die Kraftstoffzumessung zudem nicht individuell auf den jeweiligen Motor angepasst und kann somit auf Grund der Streuungen nicht immer emissionsoptimal ausfallen.

Im Folgenden werden Ansätze dargestellt, wie mit Hilfe einer Zylinderdruckauswertung das Luftverhältnis und damit eine virtuelle λ -Sonde in der Warmlaufphase modelliert werden kann. Anders als bei den Kaltstartuntersuchungen wird hier nicht die Einzelverbrennung bewertet, sondern über eine bestimmte Anzahl von Arbeitsspielen ein Mittelwertmodell berechnet.

Da die Brennraumdruckinformationen zylinderindividuell sofort ab Motorstart zur Verfügung stehen, kann die Modellgröße für das Luft-Kraftstoffverhältnis getrennt für jeden Zylinder berechnet werden. Die Kraftstoffzumessung während der Warmlaufphase kann damit nicht nur rein gesteuert, sondern mit Hilfe der virtuellen λ -Sonde lambdageregelt und spezifisch für jeden Zylinder erfolgen.

5.3.1 Lambdamodell

Grundsätzlich gilt: Wird der Ottomotor mit Luftmangel betrieben ($\lambda < 1$), so kann der Kraftstoff nicht vollkommen umgesetzt werden. Dies führt zu einer Abnahme im Umsetzungsgrad der Verbrennung. Wird der Motor hingegen mit Luftüberschuss betrieben, so steigt der Umsetzungsgrad bis hin zum Optimum. Bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung liegt das Optimum für den Umsetzungsgrad bei $\lambda = 1,1 \dots 1,3$. Ein weiteres Abmagen bewirkt eine Reduzierung der Verbrennungsgeschwindigkeit und schließlich ein Verschleppen der Verbrennung bis hin zur Aussetzergrenze. Der Umsetzungsgrad verschlechtert sich somit wieder bei zu magerem Gemisch, so dass ein funktionaler Zusammenhang zwischen Umsetzungsgrad und Luftverhältnis besteht.

5.3.1.1 Lambdaeffizienz

Als Maß für die Lambdaeffizienz wird in Abschnitt 4.4 der Verbrennungskennwert (Gl. 4.41) über die Kraftstoffausbeute als umgesetzte Energie pro Kraftstoffmasse eingeführt. Das Motorsteuergerät kann den Verbrennungskennwert mit Hilfe der Zylinderdruckauswertung in Echtzeit berechnen und bietet so ein Gütekriterium als quantitative Aussage über den Umsetzungsgrad der Verbrennung.

Als Ersatzgröße für den Energieumsatz wird nach Abschnitt 4.4.1 der Maximalwert aus dem Summenheizverlauf für die Berechnung des Verbrennungskennwertes herangezogen. Die durch Vereinfachungen im Berechnungsansatz vernachlässigten Wandwärmeverluste und Stoffwerte rufen einen arbeitspunktabhängigen Fehler hervor. Soll der Verbrennungskennwert eine Allgemeingültigkeit für verschiedene Arbeitspunkte liefern, so müssen zunächst potentielle Einflussgrößen auf den Verbrennungskennwert analysiert werden. Mit Hilfe der messbaren Einflussgrößen kann dann der arbeitspunktabhängige Fehler kompensiert werden.

5.3.1.2 Messbare Quereinflüsse auf den Verbrennungskennwert

Um den funktionalen Zusammenhang zwischen Verbrennungskennwert und Luftverhältnis zu untersuchen, wird bei unterschiedlichen Betriebspunkten (Last²⁹, Drehzahl) das Luft-Kraftstoffverhältnis experimentell variiert. Das linke Diagramm in Abbildung 5.17 zeigt

²⁹ die Last wird hier als Absolutdruck im Saugrohr dargestellt.

einen betriebspunktabhängigen Zusammenhang zwischen Luftverhältnis und Verbrennungskennwert.

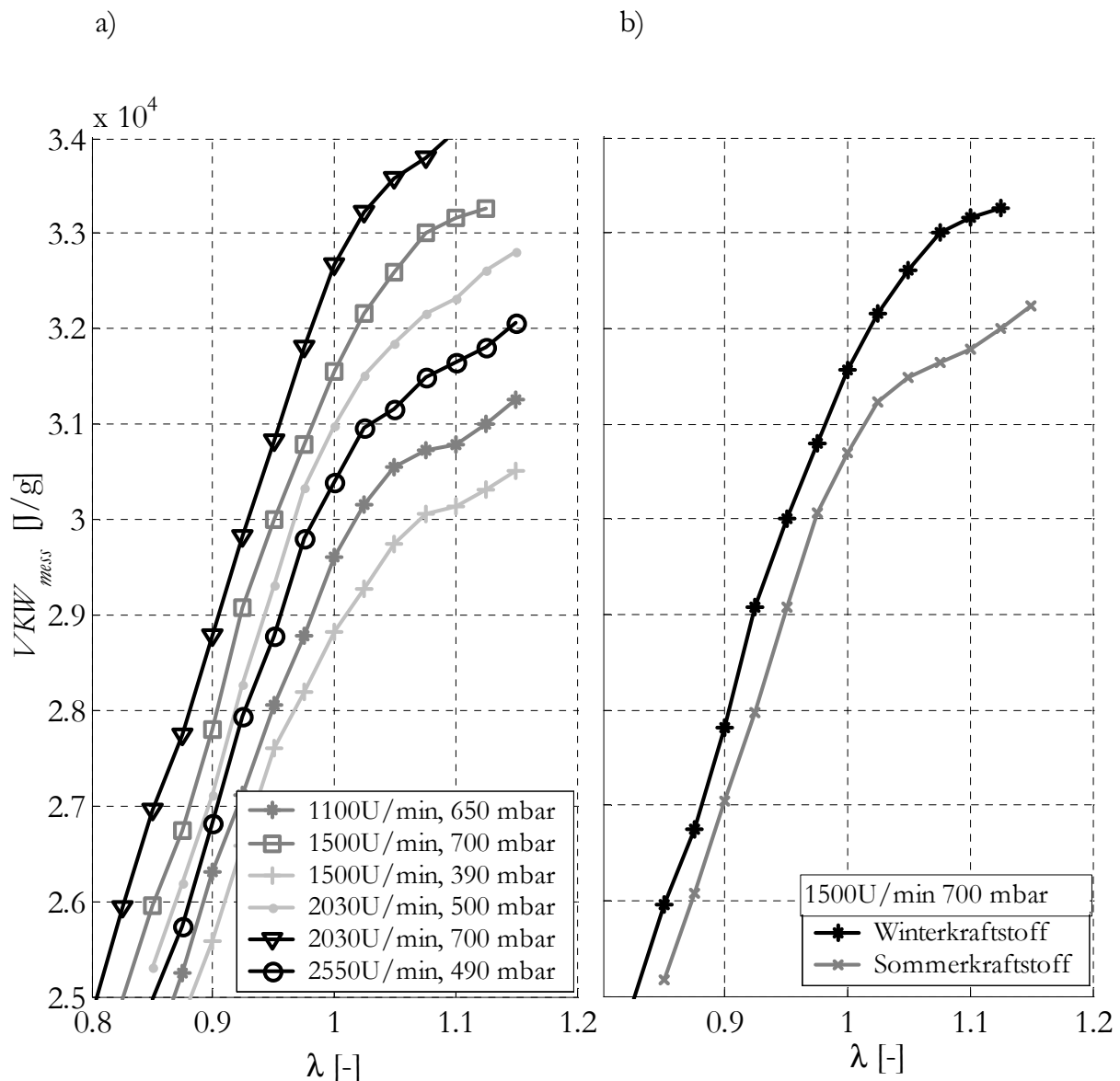


Abbildung 5.17: Funktionaler Zusammenhang zwischen VKW und Lambda

a) Last/Drehzahlabhängigkeit

b) Quereinfluss durch die Kraftstoffsorte

Im rechten Diagramm wird beim gleichen Last-Drehzahlverhältnis die Querempfindlichkeit durch die Kraftstoffqualität dargestellt. Die Kraftstoffanalysen aus Anhang [A.4] zeigen, dass die Dichte des Sommerkraftstoffs größer ist als die des Winterkraftstoffs.

Bezogen auf das Luftkraftstoffverhältnis wäre bei gleichem Lambda die Kraftstoffmasse für Winter- und Sommerkraftstoff identisch. Die über die Ventilkennlinie (Gl. 4.45) erforderli-

che reale Einspritzzeit (Berücksichtigung der Kraftstoffdichte) ist somit beim Sommerkraftstoff geringer als beim Winterkraftstoff.

$$t_{iSommer} = \frac{m_K}{\alpha \cdot A \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_{Sommer}}} < t_{iWinter} = \frac{m_K}{\alpha \cdot A \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_{Winter}}} \quad (5.69)$$

mit $\rho_{Winter} < \rho_{Sommer}$

Da die Einspritzventilkennlinie im Motorsteuergerät nach Abschnitt 4.4.2.1 die reale Kraftstoffdichte nicht berücksichtigen kann, bewirken die bei gleichem Luftverhältnis unterschiedlichen Einspritzzeiten auch steuergeräteintern unterschiedliche Werte für die Kraftstoffmassen:

$$m_{KSommer} = t_{iSommer} \alpha \cdot A \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} < m_{KWinter} = t_{iWinter} \alpha \cdot A \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho} \quad (5.70)$$

Die modellierte Kraftstoffmasse geht reziprok in die Berechnung des Verbrennungskennwertes ein, so dass beim Sommerkraftstoff zunächst ein vergleichbar größerer VKW zu erwarten ist als beim Winterkraftstoff. Dies ist jedoch nicht der Fall, so dass die Unterschiede im Verbrennungskennwert bei den verschiedenen Kraftstoffsorten nicht über die Vereinfachung der Ventilkennlinie gerechtfertigt werden dürfen. Vielmehr werden bei dem hier eingesetzten Winterkraftstoff die höheren Heizwert- und Dampfdruckwerte eine bessere Kraftstoffausbeute und somit einen höheren Verbrennungskennwert bewirken.

Im Folgenden wird ein Modellansatz entwickelt, der den funktionalen Zusammenhang ausnutzt und über den Verbrennungskennwert unter Berücksichtigungen von Quereinflüssen eine Modellgröße für das Luft-Kraftstoffverhältnis bildet. Abbildung 5.18 zeigt die Struktur der zylinderdruckbasierten Lambdamodellierung.

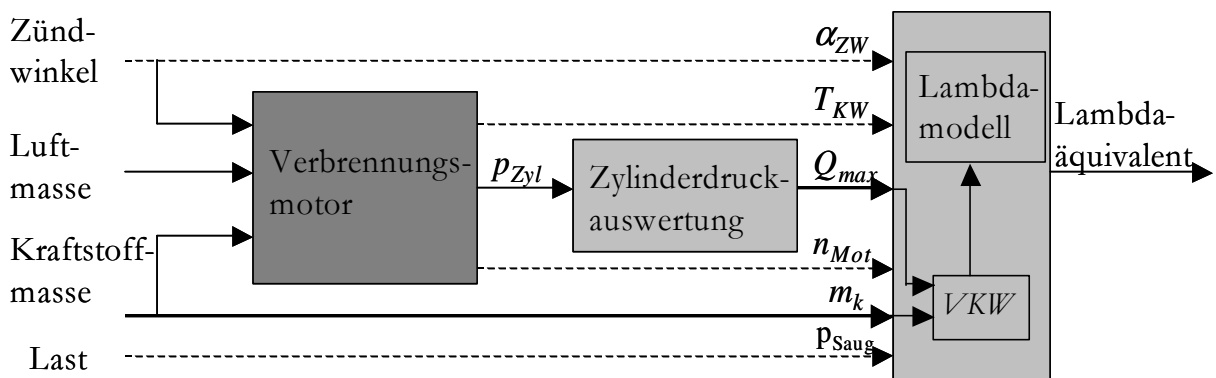


Abbildung 5.18: Lambdamodellierung mit Hilfe der Zylinderdruckauswertung

Die Verbrennung ist maßgeblich von der Luft- und Kraftstoffmasse bestimmt. Über die Zylinderdruckauswertung wird mit Hilfe des Zylinderdrucksignals der Summenheizverlauf berechnet und der Gesamtumsatz Q_{max} ermittelt. Die eingespritzte Kraftstoffmasse und der

Maximalwert aus dem Summenheizverlauf Q_{max} der Zylinderdruckauswertung sind die zentralen Eingangsgrößen für das Lambdamodell. Da der Verbrennungskennwert nicht alleine vom Luft-Kraftstoffverhältnis abhängt, werden in Voruntersuchungen zunächst messbare Quereinflüsse analysiert.

Die Messkurven in Abbildung 5.17 zeigen, dass eine unmittelbare Abhängigkeit des Verbrennungskennwerts zur Last und Drehzahl besteht. Auch der Zündwinkel α_{ZW} zeigt in Abschnitt 4.4.1 einen geringen Einfluss auf den Summenheizverlauf, so dass ebenso eine Querempfindlichkeit zum Verbrennungskennwert zu erwarten ist. Als weitere potentielle Quereinflussgröße wird der messbare Zusammenhang zwischen Kühlmitteltemperatur T_{KW} und VKW untersucht.

Die folgenden Diagramme geben einen Überblick der Quereinflüsse auf den Verbrennungskennwert.

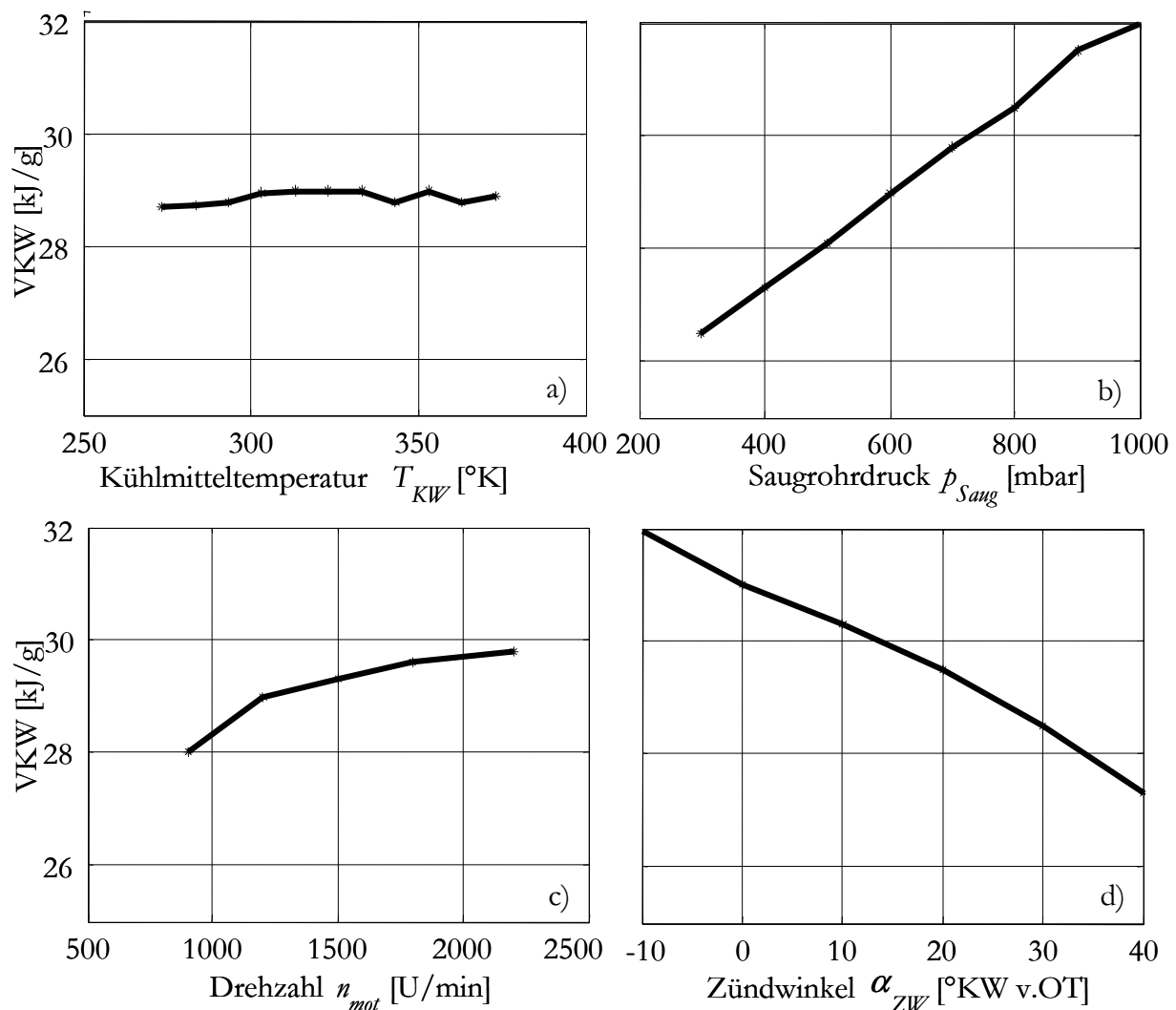


Abbildung 5.19: messbare Quereinflüsse auf den Verbrennungskennwert

a) Temperaturabhängigkeit, b) Lastabhängigkeit, c) Drehzahlabhängigkeit d) Zündwinkelabhängigkeit

Abbildung 5.19 a) zeigt den Verlauf des gemessenen Verbrennungskennwertes, aufgetragen über der Temperatur. Die Temperaturabhängigkeit wird während einer Warmlaufphase bei konstanten Randbedingungen (Last, Drehzahl, Zündwinkel, Luft-Kraftstoffverhältnis) vermessen und stellt sich als nahezu vernachlässigbar dar. Der Einfluss der Drehzahl zeigt in Abbildung 5.19 c) einen nichtlinearen Zusammenhang.

Die Lastabhängigkeit (Abbildung 5.19 b) wird über die Variation des Saugrohrdruckes dargestellt und zeigt wie auch der Einfluss des Zündwinkels in weiten Bereichen lineares Verhalten.

Die Ursache der Zündwinkelabhängigkeit lässt sich durch die Vernachlässigung der Wandwärmeverluste bei der Berechnung des Heizverlaufs erklären. Durch frühe Zündwinkel steigen die Drücke und Temperaturen im Brennraum an, so dass sich die Verluste durch Wärmeübergänge erhöhen. Diese Effekte werden bei der Berechnung des Summenheizverlaufs nicht berücksichtigt und haben eine unmittelbare Auswirkung auf den Verbrennungskennwert.

5.3.1.3 Lambdaäquivalent

Abbildung 5.20 zeigt schematisch den Zusammenhang zwischen Luftverhältnis und Verbrennungskennwert bei konstanten Randbedingungen. Die Ursache für die Streuung im Verbrennungskennwert ist durch zyklische Schwankungen des Ottomotors begründet, die durch Gemischkonzentrations- und Turbulenzunterschiede an der Zündkerze bei jedem Zyklus einen scheinbar anderen Zündverzug bewirken. Die schwarze Ausgleichsline zeigt den gemittelten Verbrennungskennwert am Arbeitspunkt. Abweichungen des Luft-Kraftstoffverhältnisses vom stöchiometrischen Arbeitspunkt haben unmittelbare Auswirkungen auf den Verbrennungskennwert. Im Umkehrschluss kann die Differenz des gemessenen aktuellen Verbrennungskennwerts (kurz: VKW_{mess}) zu einem Referenzwert für $\lambda=1$ (kurz: VKW_{stoch}) als Maß für die Abweichung des Lambdas vom Referenzwert ($\lambda=1$) genutzt werden.

$$\Delta VKW = VKW_{stoch} - VKW_{mess} \quad (5.71)$$

Der Referenzwert für den Verbrennungskennwert wird unter Berücksichtigung der messbaren Quereinflüsse als theoretischer VKW für die stöchiometrische Verbrennung modelliert.

$$VKW_{stoch} = f(n, Last, \alpha_{ZW}) \quad (5.72)$$

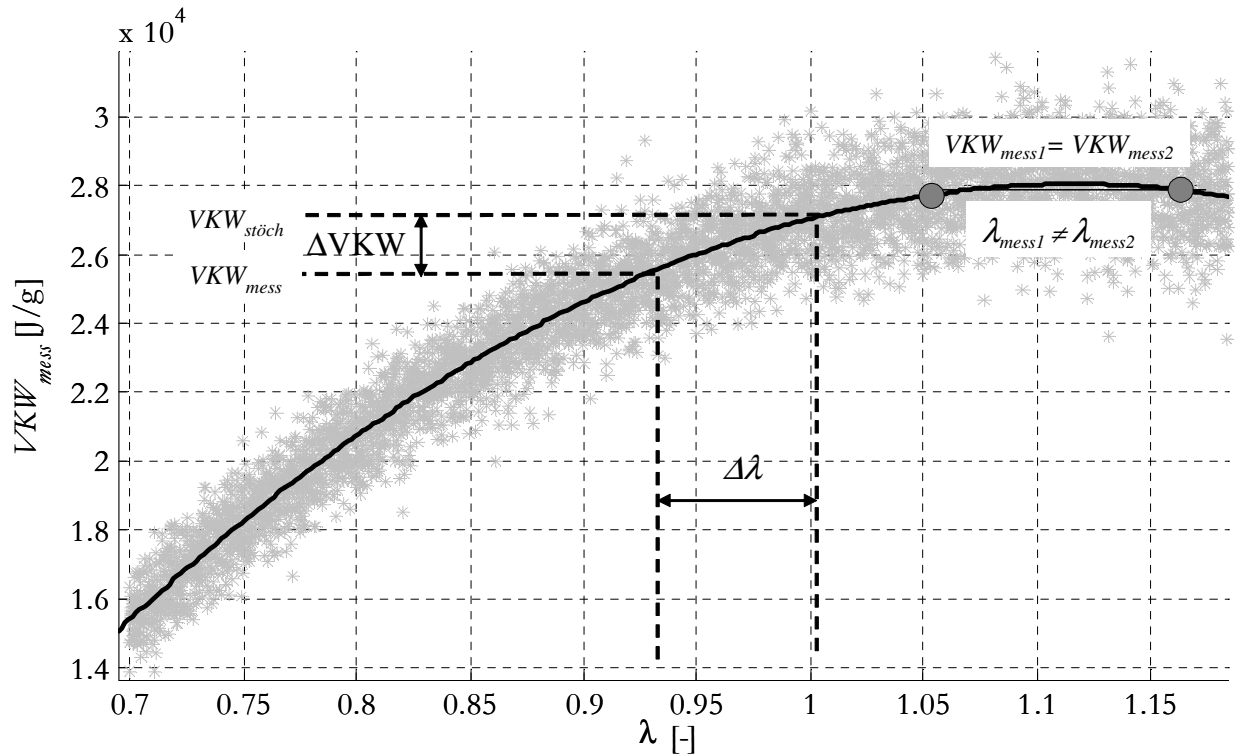


Abbildung 5.20: ΔVKW als Maß für die Lambdaabweichung von $\lambda=1$

Als mögliche Funktionsapproximatoren für die Berechnung von $VKW_{stöch}$ kommen im Rahmen dieser Arbeit sowohl statische Polynommodelle als auch 2-dimensionale Kennfelder zum Einsatz. Da bei der kennfeldbasierten Modellierung nur zwei Eingangsgrößen berücksichtigt werden, und die Allgemeingültigkeit unabhängig vom Approximationsverfahren besteht, wird der in Abschnitt 5.3.1.2 ermittelte Einfluss der Kühlmitteltemperatur im nachfolgenden Lambda-Modell berücksichtigt. Die notwendige Eliminierung des Zündwinkels in Gleichung 5.72 ist bei der kennfeldbasierten Methode zulässig, wenn die Abhängigkeit des Zündwinkels und des theoretischen Verbrennungskennwerts gleiche Eingangsparameter aufweisen. Da in beiden Fällen die Funktionen über Last-Drehzahl-Kennfelder realisiert werden, muss die Zündwinkelabhängigkeit nicht explizit berücksichtigt werden.

Mit Hilfe der VKW-Differenz kann nun auf die Lambdadifferenz geschlossen werden. Zwischen ΔVKW und $\Delta \lambda$ liegt keine Linearität vor, so dass ein weiteres Modell notwendig ist, um den funktionalen Zusammenhang der beiden Größen abzubilden.

Betrachtet man den Zusammenhang zwischen Verbrennungskennwert und Lambda, so wird deutlich, dass eine Invertierung des Modells nur bedingt möglich ist. Da sich in Abbildung 5.20 bei $\lambda_{mess1}=1.05$ und bei $\lambda_{mess2}=1.17$ das gleiche ΔVKW einstellt ($VKW_{mess1}=VKW_{mess2}$), können mit Hilfe des Verfahrens magere Betriebspunkte nicht eindeutig abgebildet werden. Wird der Zusammenhang als quadratische Funktion angenommen,

$$\lambda = a_0 + a_1 \cdot VKW_{mess} + a_2 \cdot VKW_{mess}^2, \quad (5.73)$$

so bildet die Invertierung eine Wurzelfunktion, die nicht eindeutig ist. Es ist somit zu erwarten, dass mit Hilfe des Verbrennungskennwertes im extrem Mageren keine eindeutige Aussage über das Luft-Kraftstoffverhältnis getroffen werden kann.

5.3.1.4 Adaption Lambdamodell

Das oben beschriebene Verfahren besitzt nur Gültigkeit, wenn die Quereinflüsse messbar und im theoretischen Verbrennungskennwert berücksichtigt werden können. Neben den messbaren Quereinflüssen existieren jedoch auch Einflussfaktoren, die nicht unmittelbar als Größe dem Steuergerät vorliegen. Der Einfluss der Kraftstoffqualität ist beispielsweise bei derzeitigen Motorsteuerungen nicht direkt messbar und muss über eine geeignete Modelladaption berücksichtigt werden. Dabei spielen die Eigenschaften der Kraftstoffdichte und des Heizwertes eine zentrale Rolle. Da der Heizwert ein Maß für die im Kraftstoff gespeicherte Energie darstellt, werden sich Schwankungen im Heizwert gemäß Gleichung 4.40 unmittelbar im Verbrennungskennwert wieder finden. Die Umrechnung der Kraftstoffmasse in die für die Ansteuerung der Einspritzventile erforderliche Öffnungszeit, benötigt nach Gleichung 4.47 eine Information über die Kraftstoffdichte. Da die Dichte im Steuergerät nicht als Messgröße vorliegt, kann die Ventilkennlinie nur über eine Referenzdichte modelliert werden. Weicht die reale Kraftstoffdichte vom Referenzwert ab, so wirkt sich dieser Fehler unmittelbar auf die modellierte Kraftstoffmasse und somit auf den VKW aus. Einen ähnlichen Einfluss hat auch die unbekannte Größe der Kraftstofftemperatur innerhalb der Ventilkennlinie nach Gleichung 4.49. Als weitere nichtmessbare Quereinflüsse auf den Verbrennungskennwert sind die Serienstreuungen der Einspritzventile und Abweichungen im Raildruck der Kraftstoffversorgung zu nennen.

Der theoretische Verbrennungskennwert soll den Referenzverbrennungskennwert bei $\lambda=1$ bestmöglich approximieren, so dass das ΔVKW bei stöchiometrischer Verbrennung und einer korrekten Bedatung nach Gleichung 5.71 verschwindet. Ist dies nicht der Fall, so ist eine Modellanpassung erforderlich. Eine Verbesserung der Modellgenauigkeit für nachfolgende Motorstarts kann über eine Modelladaption mit Hilfe des gemessenen Luftverhältnisses bei betriebsbereiter λ -Sonde nach der Warmlaufphase erfolgen.

Bei stöchiometrischer Verbrennung ($\lambda=1$) kann das ΔVKW als Modellfehler betrachtet werden, so dass die Adaption den theoretischen Verbrennungskennwert VKW_{theo} über einen integralen Korrekturfaktor so lange nachführt, bis $\Delta VKW \cong 0$ ist. Ein möglicher Fehler, z.B. durch Schwankungen der Kraftstoffqualität, wird somit über den additiven Korrekturterm (VKW_{kor}) berichtigt.

Abbildung 5.21 zeigt einen Überblick der Lambdamodellierung als Strukturbild. Die Adaption des Modells erfolgt bei betriebsbereiter Lambdasonde im stöchiometrischen Gleichgewicht bei $\lambda = 1$. Unter Berücksichtigung der Kühlmitteltemperatur wird mit Hilfe des Lambdaäquivalents das Lambdasignal modelliert.

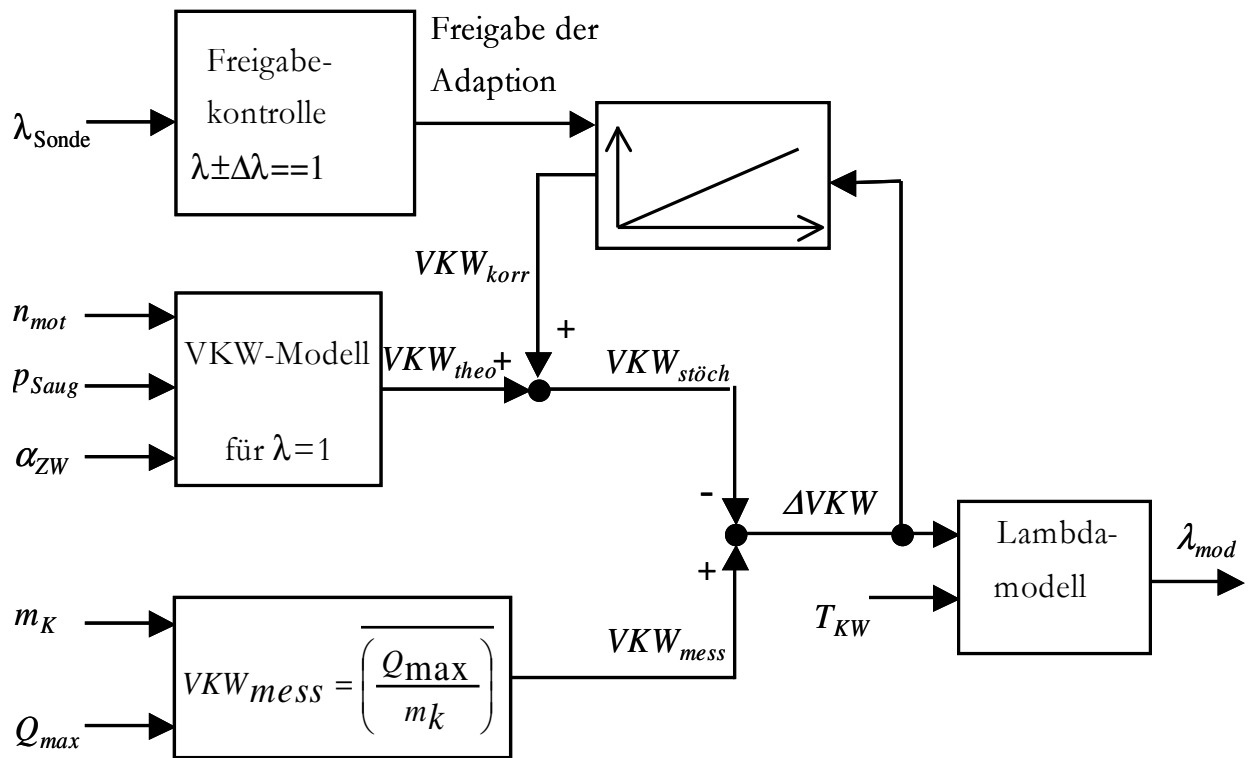


Abbildung 5.21: Strukturbild des Lambdamodells mit Adaptionfunktion

5.3.2 Gradientenmodell zur Lambda-Schätzung

5.3.2.1 Motivation

Wird bei der Beziehung zwischen Luft-Kraftstoffverhältnis und Umsetzungsgrad nicht der Absolutwert des Verbrennungskennwertes, sondern der arbeitspunktabhängige Gradient betrachtet, so verschwindet der quereinflussbehaftete Offset. Im Gradientenmodell wird deshalb die arbeitspunktabhängige Steigung für die Lambda-Modellierung herangezogen. Um in den folgenden Abschnitten einen iterativen Lösungsweg der Gleichungssysteme zu vermeiden, werden die reziproken Größen von Verbrennungskennwert und Lambda eingeführt.

$$RVKW = \frac{1}{VKW} \quad (5.74)$$

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (5.75)$$

Die folgende Darstellung zeigt den normierten, über 500 Messwerte gemittelten reziproken Verbrennungskennwert für verschiedene Kraftstoff-Luftverhältnisse. In den Experimenten werden Lambdavarationen bei verschiedenen Last-/Drehzahlpunkten vorgegeben und der reziproke Verbrennungskennwert über die Zylinderdruckauswertung ermittelt.

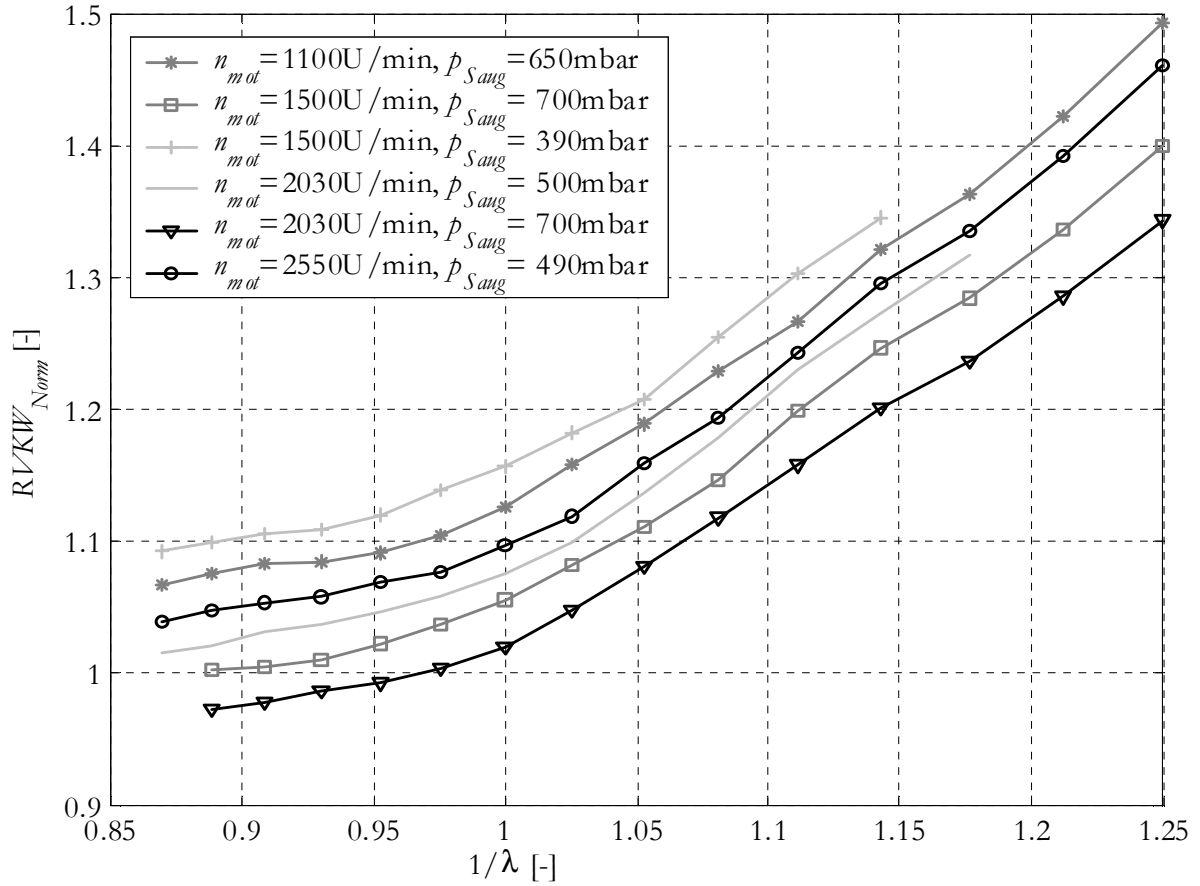


Abbildung 5.22: Offset des reziproken Verbrennungskennwertes bei unterschiedlichen Last- Drehzahlpunkten

Der funktionale Zusammenhang zwischen reziprokem Verbrennungskennwert und reziprokem Luftverhältnis ϕ wird im Folgenden als Polynom 2. Ordnung angenommen.

$$RVKW = a_0 + a_1 \cdot \phi + a_2 \cdot \phi^2 \quad (5.76)$$

Die Unterschiede der Kurvenverläufe untereinander finden sich signifikant im a_0 -Term wieder. Durch die Differentiation von Gleichung 5.76 verschwindet der Offsetanteil a_0 , so dass das reziproke Luftverhältnis ϕ theoretisch bei bekanntem Gradienten bestimmt werden kann.

$$\phi = \frac{\frac{dRVKW}{d\phi} - a_1}{2 \cdot a_2} \quad (5.77)$$

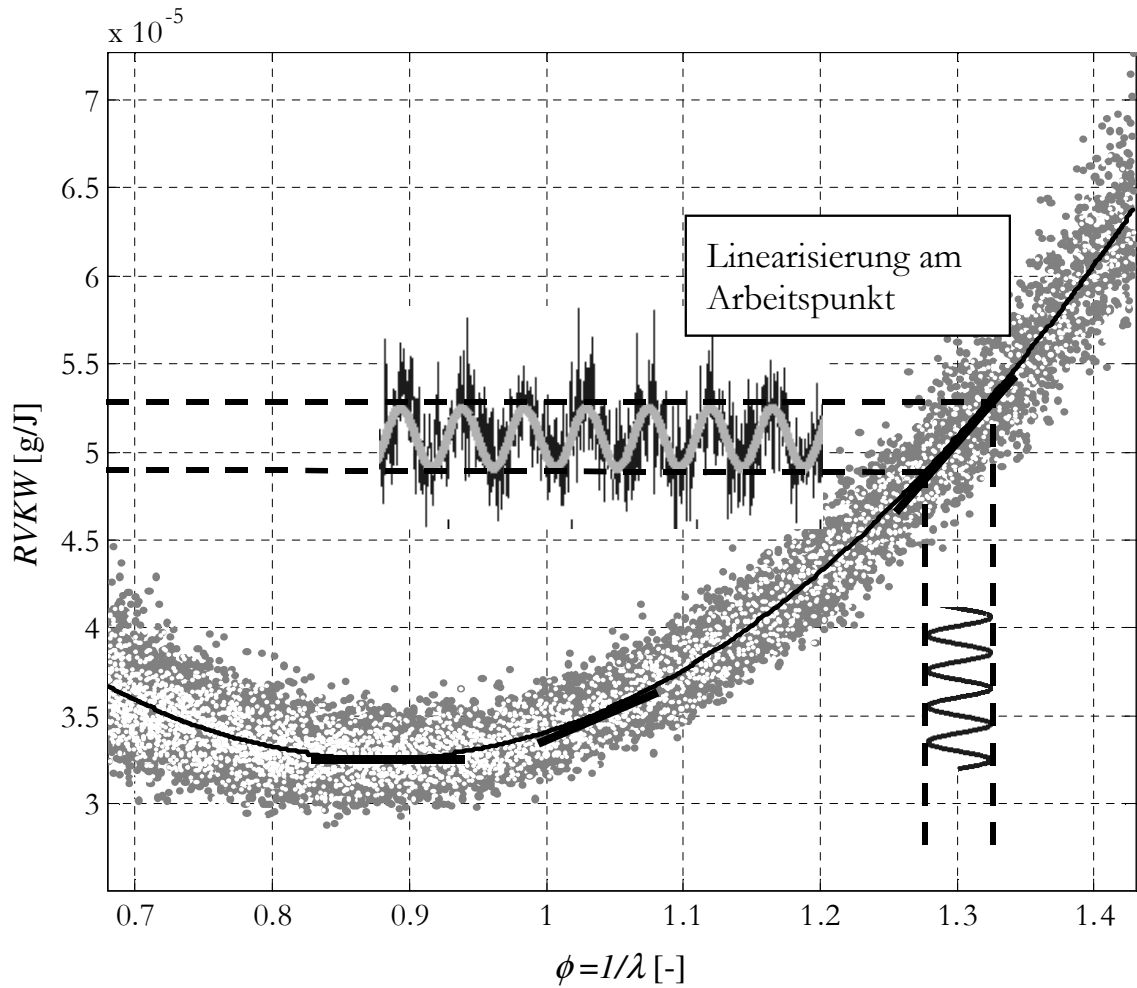


Abbildung 5.23: Linearisierung am Arbeitspunkt zur Berechnung der Gradienten

Bei der Bestimmung des Gradienten wird eine Linearisierung am Arbeitspunkt vorgenommen und die Steigung über das Verhältnis der diskreten Differenzen am Arbeitspunkt

$$\frac{dRVKW_{AP}}{d\phi_{AP}} \approx \frac{\Delta RVKW_{AP}}{\Delta \phi_{AP}} \quad (5.78)$$

gebildet.

Zur Bestimmung der Steigung am Arbeitspunkt wird das Kraftstoff-Luftverhältnis mit Hilfe einer sinusförmigen Kraftstoffmassenschwingung derart angeregt, dass über das Amplitudenverhältnis die Steigung und somit der Arbeitspunkt ermittelt wird.

Die Amplitude des reziproken Verbrennungskennwertes kann theoretisch über die Differenz von Maximal- und Minimalwert berechnet werden. Da das zylinderindividuelle Nutzsignal (vgl. Abbildung 5.23) in der Praxis sehr verrauscht ist, wird ein echtzeitfähiges Ver-

fahren entwickelt, das bei bekannter Anregung mit Methoden der Statistik die Verstärkung und somit die Amplitude bestimmt.

Die Berechnung von ϕ nach Gleichung 5.77 und 5.78 benötigt ein $\Delta\phi$, so dass der Gleichungsansatz zunächst nur iterativ lösbar zu sein scheint. Nachfolgend wird ein Verfahren aufgezeigt, das mit Hilfe der Luftzahl-Definition nach Gleichung 4.42 dieses Problem löst.

5.3.2.2 Herleitung Gradientenmodell

Das Amplitudenverhältnis der RVKW-Schwingung zur Kraftstoff-Luftverhältnis-Schwingung (ϕ -Schwingung) ist äquivalent zur Steigung am Arbeitspunkt. Die ermittelte Steigung wird mit dem Gradienten der Polynomfunktion gleichgesetzt und somit der Arbeitspunkt (ϕ_{AP}) ermittelt.

$$\frac{dRVKW}{d\phi_{AP}} = a_1 + 2 \cdot a_2 \cdot \phi = \frac{RVKW_{Ampl}}{\phi_{Ampl}} \quad (5.79)$$

Für die Kraftstoffmassenschwingung gilt:

$$m_K = m_{K,gl} + m_{K,Ampl} \cdot \sin(\omega t) = m_{K,gl} + m_{K,we} \quad (5.80)$$

mit $m_{K,gl}$ als Gleichanteil und $m_{K,we}$ als Wechselanteil der Kraftstoffmassenvorgabe.

Für das Kraftstoff-Luftverhältnis gilt:

$$\phi = \frac{m_K \cdot L_{St}}{m_L} \quad (5.81)$$

mit der Amplitude des Kraftstoff-Luftverhältnisses:

$$\phi_{Ampl} = \frac{m_{K,we} \cdot L_{St}}{m_L} \quad (5.82)$$

Somit lässt sich das Kraftstoff-Luftverhältnis am Arbeitspunkt berechnen

$$a_1 + 2 \cdot a_2 \cdot \phi_{AP} = \frac{RVKW_{Ampl}}{\phi_{Ampl}} \longrightarrow \phi_{AP} \quad (5.83)$$

und ergibt sich zu:

$$\lambda_{ident} = \frac{1}{\phi_{AP}} = f(a_1, a_2, m_{K,gl}, m_{K,Ampl}, RVKW_{Ampl}) \quad (5.84)$$

$$\lambda_{ident} = \frac{1}{mk_{gl}} \left(a_1 \cdot m_{K,Ampl} \pm \sqrt{a_1^2 \cdot m_{K,Ampl}^2 + 8 \cdot a_2 \cdot RVKW_{Ampl} \cdot m_{K,gl} \cdot m_{K,Ampl}} \right) \quad (5.85)$$

mit

a_1, a_2 :	Koeffizienten der Gradientengleichung; identifiziert über Messung
$m_{K,gl}$:	Kraftstoffmassengleichanteil
$m_{K,Ampl}$:	Kraftstoffmassenamplitude
$RVKW_{Ampl}$:	Amplitude des RVKW; identifiziert über Zylinderdruckmessung.

5.3.2.3 Amplitudenschätzung des reziproken Verbrennungskennwertes

Im Folgenden soll ein Verfahren vorgestellt werden, das es erlaubt auch bei stark verrauschten Messgrößen die Signalamplitude herauszufiltern. Es wird zunächst davon ausgegangen, dass das System mit einem Testsignal angeregt wird und der störungsbehaftete Systemausgang messbar ist. Im vorliegenden Fall der Amplitudenbestimmung des reziproken Verbrennungskennwertes erfolgt die Anregung mit einer periodisch, sinusförmigen Kraftstoffmassenschwingung. Der Systemausgang (RVKW) wird mit dem nach Abschnitt 4.4 dargestellten Verfahren mittels Zylinderdruckinformationen bestimmt. Bei einer sinusförmigen Kraftstoffanregung wird auf Grund von Wandfilmeffekten von einem Phasenverzug zwischen Kraftstoffmassenschwingung und RVKW-Schwingung ausgegangen, so dass sich der RVKW in einen Gleich-, Sinus-, Kosinus- und einen Störungsanteil aufspalten lässt.

$$RVKW = \hat{A}0 + \hat{A}1\sin(\omega t) + \hat{A}2\cos(\omega t) + e \quad (5.86)$$

Die Signalamplitude lässt sich über die Amplituden der Sinus- und Kosinusanteile folgendermaßen berechnen:

$$\hat{A}1, \hat{A}2 \Rightarrow RVKW_{Ampl} = \sqrt{\hat{A}1^2 + \hat{A}2^2} \quad (5.87)$$

Die Faktoren $\hat{A}0, \hat{A}1$ und $\hat{A}2$ werden anhand von Messdaten mit Hilfe der statistischen Parameterschätzung (siehe A.2.1) ermittelt.

Gleichung 5.86 kann in die vektorielle Form gebracht werden, wobei der Störungsanteil e als nichtmessbarer Restfehler interpretiert wird. Der Sinusanteil berechnet sich aus dem normierten Wechselanteil der Kraftstoffmassenvorgabe. Der Kosinusanteil lässt sich entsprechend über die Phasendifferenz von Sinus zu Kosinus vorgeben.

$$\underline{RVKW} = \underline{X} \cdot \underline{A} + e \quad (5.88)$$

$$\text{mit } \underline{X} = \begin{bmatrix} 1 & \sin(\omega t_1) & \cos(\omega t_1) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & \sin(\omega t_N) & \cos(\omega t_N) \end{bmatrix} \quad (5.89)$$

als Beobachtungsmatrix und

$$\underline{A}^T = [A_0 \quad A_1 \quad A_2] \quad (5.90)$$

als Parametervektor.

Im Sinne des Least-Square-Schätzers (vgl. A.2) können die Parameter mit Hilfe von Messdaten mit Gleichung 5.91 berechnet werden.

$$\underline{\hat{A}} = (\underline{X}^T \cdot \underline{X})^{-1} \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{RVKW}. \quad (5.91)$$

Für eine echtzeitfähige Schätzung des Parametervektors im Motorsteuergerät kommt der gewichtete rekursive Least-Square-Schätzer zum Einsatz. Im Anhang A.2.3 wird die Herleitung des Algorithmus vorgestellt und liefert letztlich den Parametervektor zu

$$P(k) = \frac{1}{\nu(k)} (P(k-1) - L(k)d^T(k)P(k-1)) \quad (5.92)$$

Diese echtzeitfähige Methode beruht auf einem rekursiven Verfahren, bei dem Ergebnisse aus vergangenen Schätzungen in die aktuelle Berechnung des Parametervektors mit eingehen. Somit kann mit jedem neuen Messwert der Parametervektor aktualisiert werden.

Wichtiges Stellorgan beim gewichteten rekursiven Schätzer ist der so genannte Vergessensfaktor $\nu(k)$ (V-Faktor). Dieser ermöglicht eine Gewichtung der Messwerte aus der Vergangenheit und ist somit Steuermedium für die Dynamik des RLS-Schätzers.

V-Faktor	Bedeutung	Anwendungsfall
=1	kein „Vergessen“	Dynamik im Parametersatz wird nicht identifiziert
<1	alte Messdaten werden „vergessen“	Dynamik im Parametersatz wird identifiziert
<<1	Alle alten Messdaten werden „vergessen“	stochastische Störungen haben signifikanten Einfluss auf den identifizierten Parametersatz

Tabelle 5-2: Bereiche für den Vergessensfaktor

5.3.2.4 Struktur des Gradientenmodells

Abbildung 5.24 zeigt das Strukturbild für das echtzeitfähige Gradientenmodell zur Berechnung einer Modellgröße für das Luft-Kraftstoffverhältnis. Konventionelle Algorithmen zur Vorsteuerung der Einspritzung liefern den Basiswert für die Kraftstoffmasse. Diesem Gleichanteil wird ein sinusförmiger Wechselanteil aus dem Kraftstoffmassenschwinger überlagert. Die Schwingung ist steuerbar durch Amplitude und Frequenz und bildet mit dem Gleichanteil den gesamten Kraftstoffmassenstrom für die Gemischbildung. Die gesamte Kraftstoffmasse und der Maximalwert aus dem Summenheizverlauf sind die Eingangsgrößen für die Berechnung des reziproken Verbrennungskennwertes. Der Ampli-

tudenschätzer identifiziert in Echtzeit mit Hilfe des reziproken Verbrennungskennwertes und der Kraftstoffmasse das Amplitudenverhältnis am Arbeitspunkt.

Das nachgeschaltete Lambda-Gradientenmodell berechnet nach Gl. 5.85 die Modellgröße für das Luft-Kraftstoffverhältnis.

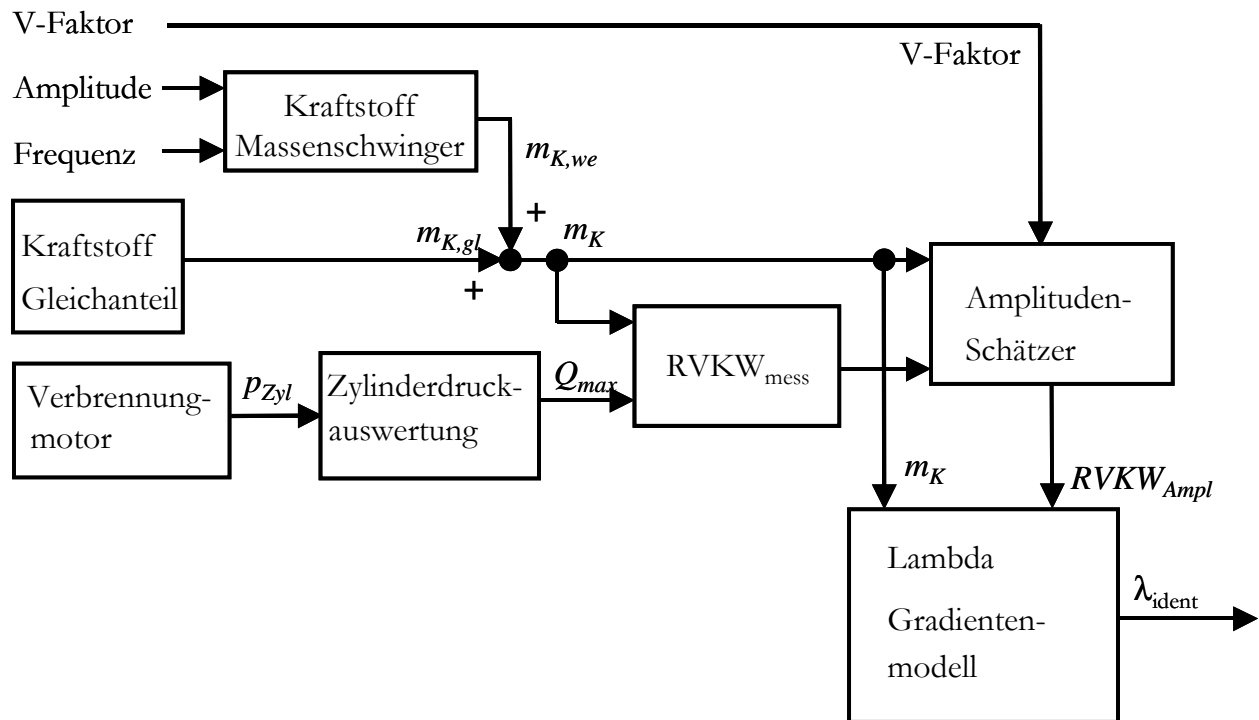


Abbildung 5.24: Gesamtstruktur des Gradientenmodells

Eine Schnittstelle zur Parametrierung des Gradientenmodells bietet die Möglichkeit, das Verfahren über Applikationsgrößen auf den jeweiligen Arbeitspunkt optimal anzupassen. Folgende Kompromisse und Randbedingungen müssen berücksichtigt werden:

Vergessens-Faktor: Bei einer Arbeitspunktverschiebung soll der Amplitudenschätzer möglichst schnell Änderungen in der RVKW-Amplitude erkennen. Beim rekursiven LS-Schätzer kann über den Vergessensfaktor die Gewichtung älterer Messwerte definiert werden. Die Vorgabe fordert einen Kompromiss zwischen Anforderung an Dynamik und Störunterdrückung nach Kriterien aus Tabelle 5-2.

Frequenz der Kraftstoffmassenschwingung: Bei der Definition der Frequenz müssen folgende Randbedingungen berücksichtigt werden. Je kleiner die Frequenz ist, desto größer wird die Zeit, bis der RLS-Schätzer eingeschwungen ist. Eine zu hohe Frequenz bewirkt, dass sich die Kraftstoffmassenschwingung im Bereich der Grenzfrequenz des Saugrohrwandfilmverhaltens befindet. Nach Abschnitt 4.4.2.2 wirkt das Saugrohr als Kraftstoffspeicher (PDT) und filtert hochfrequente Anteile heraus. In diesem Fall muss das inverse Wandfilmmodell die Effekte im Saugrohr kompensieren. Da die Einspritzung synchron zur

Drehzahl erfolgt, kann jedes Arbeitsspiel als Abtast-Trigger der zylinderspezifischen Kraftstoffmassenschwingung betrachtet werden. Die Grenzfrequenz kann somit nicht beliebig erhöht werden, da sonst eine Unterabtastung herbeigeführt wird.

Bei niedriger Drehzahl erhöht sich ebenfalls die Gefahr der Unterabtastung, so dass ein deutlicher Abstand zur Shannonfrequenz eingehalten werden muss. Die Forderung für das Shannon-Theorem lautet:

$$f_s \cdot T_A < \frac{1}{2} \quad (5.93)$$

Mit T_A als Abtastzeit für die drehzahlsynchrone, zylinders selektive Einspritzung beim 4-Taktmotor

$$T_A = 2 \cdot \frac{60}{n_{Mot}} \quad (5.94)$$

ergibt sich als Grenzfrequenz

$$f_s < \frac{1}{4} \cdot \frac{n_{Mot}}{60} \quad (5.95)$$

Amplitude der Kraftstoffmassenschwingung: Eine Erhöhung der Amplitude ist nur begrenzt möglich, da der Motor sonst seine Betriebsgrenze verlässt. Sowohl ein Betreiben mit fettem oder extrem mageren Luft-Kraftstoffgemisch hat eine Erhöhung der HC-Emissionen zur Folge. Das Entfernen vom optimalen Betriebspunkt ist nur bis zu einer gesetzlich tolerierbaren Emissionsgrenze möglich.

5.3.3 Kohlenwasserstoff-Modell

In Abschnitt 2.1 wurde bereits eine Reihe von Ursachen für die Bildung von HC-Emission vorgestellt. Die wesentlichen Kohlenwasserstoffemissionen des Ottomotors entstehen durch nicht oder nur unvollständig verbranntem Kraftstoff. Da der Anteil, der durch ausgestoßenes Motoröl verursacht wird, als sehr gering einzuschätzen ist, wird nachfolgend mit Hilfe der Bilanzgleichung von zugeführtem Kraftstoff, verfügbarer Nutzleistung und unter Berücksichtigung der Verlustleistung auf die Kohlenwasserstoffemissionen geschlossen.

Im Folgenden wird ein Ansatz zur Modellierung der Kohlenwasserstoffkonzentration vorgestellt, der auf Basis von Zylinderdruckinformationen eine echtzeitfähige Modellgröße berechnet. Mit Hilfe der modellierten Kohlenwasserstoffkonzentration wird später eine Magerlaufregelung für die Warmlaufphase realisiert.

5.3.3.1 Theoretische Betrachtung über die Energiestrombilanz

Zum Beschreiben der Energieströme wird der Verbrennungsvorgang im Motor als stationärer Fließprozess betrachtet. Dabei wird die zugeführte Kraftstoffenergie $\dot{m}_K \cdot H_u$ in Nutzleistung P_e und Verlustleistung \dot{Q}_V aufgeteilt. Gleichung 5.96 gibt die Bilanzgleichung der Energieströme an.

$$\dot{m}_K \cdot H_u = P_e + \dot{Q}_V \quad (5.96)$$

Die allgemeine Verlustleistung kann weiter unterteilt werden in Wärmeverluste, die an die Umgebung (\dot{Q}_{Umg}) und an das Kühlsystem ($\Delta\dot{H}_K$) abgegeben werden, sowie in einen Abgasenergiestrom ($\Delta\dot{H}_A$).

$$\dot{Q}_V = \Delta\dot{H}_A + \Delta\dot{H}_K + \dot{Q}_{Umg} \quad (5.97)$$

Mit $\Delta\dot{H}_K$ wird der erhöhte Energiestrom des austretenden Kühlmittels gegenüber dem Eintrittszustand bezeichnet. \dot{Q}_{Umg} ist der direkte Wärmestrom an die Umgebung. Über das Ausstoßen des heißen Abgases entsteht ein weiterer Anteil der Verlustleistung, der als $\Delta\dot{H}_A$ bezeichnet wird. Dieser Anteil stellt den Überschuss des Abgasenergiestromes gegenüber dem Betrag dar, der sich bei vollständiger Verbrennung und Abkühlung der Abgase auf Eintrittstemperatur ergeben würde [72]. Durch unvollständige Verbrennung entsteht ein erhöhter Abgasenergiestrom gegenüber dem vollständig umgesetzten Abgas. Ein erhöhter Anteil an unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Abgas findet sich somit in

$$\Delta\dot{H}_A = \dot{m}_K \cdot H_u - P_e - \Delta\dot{H}_K - \dot{Q}_{Umg} \quad (5.98)$$

wieder.

Wird der Energieanteil, der durch die unverbrannten Kohlenwasserstoffe (\dot{H}_{HC}) entsteht, von der Verlustleistung im Abgas (\dot{H}_{VA}) abgegrenzt,

$$\Delta\dot{H}_A = \dot{H}_{HC} + \dot{H}_{VA} \quad (5.99)$$

so liefert die folgende Bilanzgleichung ein Maß für die HC-Emissionen:

$$\dot{H}_{HC} = \dot{m}_K \cdot H_u - P_e - \Delta\dot{H}_K - \dot{Q}_{Umg} - \dot{H}_{VA} \quad (5.100)$$

5.3.3.2 Modellbildung

Um ein steuergerätaugliches Modell zu realisieren, erscheint es nicht zielführend, die vollständige Massenstrombilanz aufzulösen und mit Hilfe des Abgasenergiestroms auf eine Kohlenwasserstoffkonzentration zu schließen. Zum einen ist eine Berechnung des vollständigen Energieumsatzes im Motorsteuergerät in Echtzeit nicht möglich, zum anderen ist die genaue Erfassung der Verlustleistung durch den Wärmestrom an die Umgebung im Serieneinsatz auf Grund der hohen Systemkosten nicht vertretbar.

Vielmehr sollen die Vorüberlegungen dazu dienen, die wesentlichen Einflussgrößen aufzulisten, die für eine empirische Modellbildung für die HC-Konzentration notwendig erscheinen. Das empirische Modell basiert auf einem Polynomansatz n-ten Grades mit mehreren Eingangsgrößen, deren Koeffizienten mit Hilfe des Prinzips minimaler quadratischer Fehler bestimmt werden. Um eine ausreichend gute Approximation der Messgröße

zu erreichen, ist es notwendig, durch Kombination der Eingangsgrößen gemischte Terme zu definieren, die als weitere Modelleingänge dienen.

Bei der Wahl der Ausgleichspolynome sollte der Grad nicht zu hoch angesetzt sein. Zum einen geht die Allgemeingültigkeit³⁰ und die Extrapolationsfähigkeit durch eine zu hohe Ordnung verloren. Zum anderen werden die Rechnungen komplexer, so dass bei echtzeitfähigen Modellen die Ordnung durch die verfügbare Rechenzeit begrenzt ist.

Im vorliegenden Fall wird mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung und messbaren Einflussgrößen ein Schätzwert für die Kohlenwasserstoffkonzentration berechnet. Mit Hilfe des Heizverlaufs kann unter Vernachlässigung der Wärmeverluste auf den Kraftstoffmassenumsatz geschlossen werden. In Abschnitt 4.4 ist auf Basis des Heizverlaufs der Verbrennungskennwert als Maß für den Umsetzungsgrad dargestellt. Der schon in Abschnitt 5.3.2 eingesetzte reziproke Wert kann für die quantitative Bewertung einer schlechten Verbrennung genutzt werden. Da eine unvollständige Verbrennung eine Erhöhung der Kohlenwasserstoff-Emissionen nach sich zieht, ist der RVKW die zentrale Eingangsgröße für den empirischen Modellansatz.

Vereinfachungen bei der Berechnung des Heizverlaufs sowie Verlustwärmeenergieströme werden im empirischen Modell durch eine Drehzahl-, Last- und Temperaturabhängigkeit einbezogen. Die folgenden messbaren Größen sollen für die empirische Darstellung als Eingangswerte dienen:

- reziproker Verbrennungskennwert (**RVKW**)
- Motordrehzahl, n_{Mot}
- Füllungsäquivalent $\Delta\bar{p}$, als Ersatzwert für die Last
- Kühlmitteltemperatur T_{KW} , als Ersatzwert für die Brennraumwandtemperatur
- Saugrohrtemperatur T_{Saug}

$$HC_{Modell} = f_{s_1}(RVKW, n_{Mot}, \Delta\bar{p}, T_{KW}, T_{Saug}). \quad (5.101)$$

Die Approximation der Gleichung (5.101) erfolgt mit Hilfe eines kubischen Polynomansatzes. Damit die Polynomkoeffizienten in einem für die Numerik verträglichen Bereich liegen, werden für die Berechnung die Eingangsvariablen und die Zielgröße auf ihren Maximalwert bezogen. Für die Identifikation der Polynomparameter wird als Modellausgang die mittlere HC-Konzentration einer Verbrennung herangezogen. Messungen an verschiedenen Arbeitspunkten (Last-Drehzahlvariation) mit unterschiedlichen Umgebungs- und Kühlmitteltemperaturen bilden die Datenbasis für die Regression. Als Modellausgang der Regression ist eine arbeitsspielaufgelöste Darstellung der HC-Konzentration nötig. Eine mögliche Umrechnung der kurbelwinkelaufgelösten FFID-Messung in eine arbeits-

³⁰ Liefert ein Modell für neue Daten größere Abweichungen als ein Modell mit geringer Ordnung, spricht vom „overfitting“ oder „auswendig lernen“ der Identifikation [18].

spielaufgelöste HC-Konzentration ist bereits in Abschnitt 3.5.2 vorgestellt worden und erfolgt nach Gleichung 3.2 .

Bei der Festlegung der Polynomstruktur werden zunächst die Eingangsgrößen und alle Kombinationen der gemischten Terme bis zum 3. Grad als Ausgangspolynom definiert. Die Berechnung der Polynomkoeffizienten erfolgt nach dem Verfahren der kleinsten Fehlerquadrate nach Abschnitt A.2.1.

Da das Modell in seinem Gesamtumfang für eine echtzeitfähige Rechnung zu komplex ist, werden Einzelterme sukzessiv eliminiert und die Auswirkung der Vereinfachung im quadratischen Summenfehler festgehalten. Um die Allgemeingültigkeit des Modells zu prüfen, werden ebenso der quadratische Summenfehler und der maximale Absolutfehler eines Validierungsdatensatzes betrachtet. Ein absoluter Fehler von 300 ppm des vereinfachten Modellansatzes gegenüber 200 ppm des komplexen Modells innerhalb der Brenngrenze, führt durch die iterative Vereinfachung bei vertretbarem Rechenaufwand und ausreichender Modellgenauigkeit auf die folgende Polynomstruktur:

$$\begin{aligned}
 HC_{Modell}(RV\tilde{K}W, \tilde{n}_{Mot}, \Delta\tilde{p}, \tilde{T}_{KW}, \tilde{T}_{Saug}) = & a_0 + a_1 \cdot RV\tilde{K}W + a_2 \cdot \Delta\tilde{p} + a_3 \cdot \frac{1}{\tilde{T}_{KW}} + \\
 & a_4 \cdot \frac{1}{\tilde{T}_{Saug}} + a_5 \cdot \tilde{n}_{Mot} + a_6 \cdot \Delta\tilde{p} \cdot RV\tilde{K}W + \quad (5.102) \\
 & a_7 \cdot \frac{1}{\tilde{T}_{KW}^2} + a_8 \cdot \frac{1}{\tilde{T}_{Saug}^2} + a_9 \cdot \tilde{n}_{Mot}^2 + a_{10} \cdot \frac{1}{\tilde{T}_{KW}^3}.
 \end{aligned}$$

Mit dem einfachen Polynomansatz steht somit ein „online-“rechenbares HC-Modells der Kohlenwasserstoffkonzentration zur Verfügung. Diese Modellgröße kann zur Überwachung der Magerlaufgrenze während der Warmlaufphase eingesetzt werden.

In Abschnitt 6.4 wird ein Konzept zur Magerlaufregelung vorgestellt, das auf Basis von Zylinderdruckinformationen mit Hilfe der modellierten HC-Konzentration den Ottomotor an seiner individuellen Magerlaufgrenze betreibt.

5.4 Steuergeräte-Synchronisation

In konventionellen Motorsteuergeräten laufen zeitsynchrone und winkelsynchrone Prozesse ab. Zu den zeitsynchronen Abläufen können alle Funktionen gezählt werden, die unabhängig oder asynchron zum eigentlichen Verbrennungsprozess laufen. Hierzu gehört zum Beispiel die Analogwerterfassung der Temperaturen oder des Umgebungsdrucks, die Lageregelung der EGAS-Drosselklappe oder auch die Kommunikation zu anderen Steuergeräten.

Die Kraftstoffeinspritzung und das Zünden des Gemischs können auf Grund des 4-Taktverhaltens des Ottomotors nicht zeitsynchron erfolgen und müssen synchron zur Kurbel-

wellenposition ausgelöst werden. Aus diesem Grund muss sich das Steuergerät ab Start mit der Kurbelwelle des Motors synchronisieren.

5.4.1 Auswirkung der Synchronisation auf die Umweltbelastung

Konzepte zu Erfüllung neuer Emissionsstandards zeigen, dass die im Brennraum oder im Abgaskrümmer nach dem Motorabstellen verbleibenden HC-Bestandteile einen nicht vernachlässigbaren Anteil am kumulativen HC-Ausstoß haben. Abbildung 5.27 zeigt den HC-Konzentrationsverlauf eines Zylinders während der Motorstartsynchronisation beim Versuchsträger.

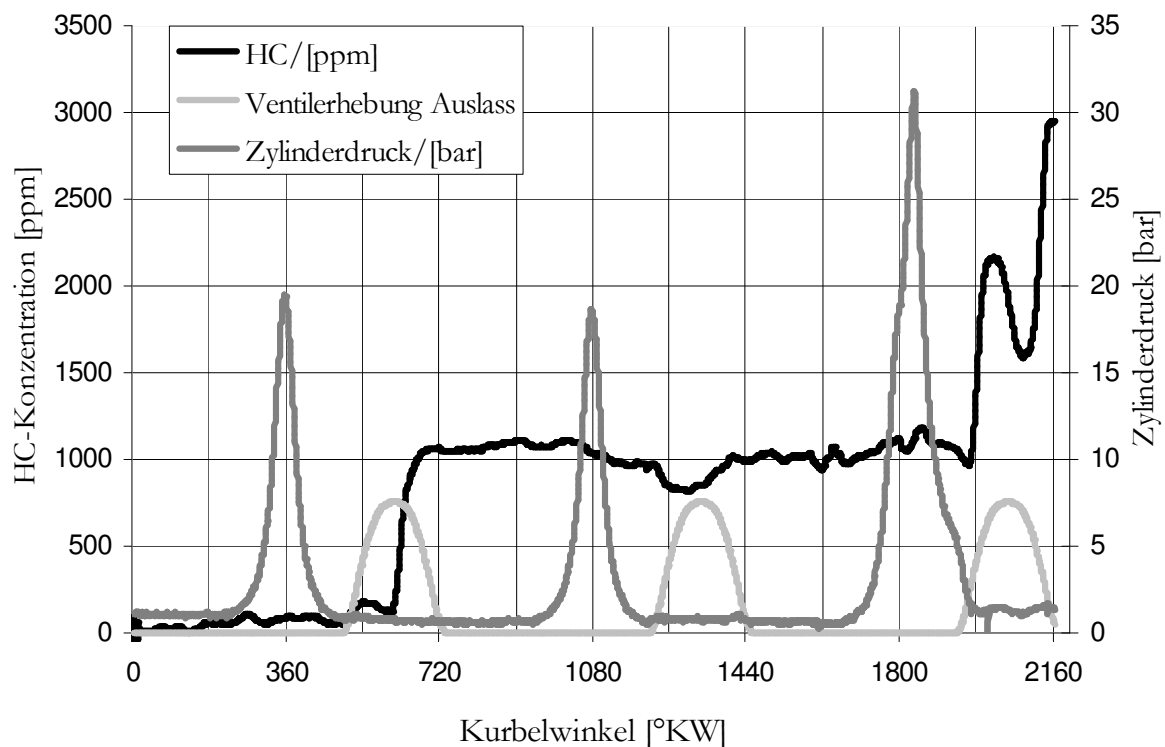


Abbildung 5.25: HC-Emission in der Synchronisationsphase

Zusätzlich zum Verlauf der HC-Konzentration werden für diesen Zylinder der Brennraumdruck und die Ventilsteuerzeit des Auslassventils dargestellt. Zunächst ist über den Schleppverlauf der Zylinderdruckkurven erkennbar, dass der Motor während der Synchronisationsphase vom Anlasser geschleppt wird. Infolge der noch unbekannten Kurbelwellenposition in der Startphase erhält der Zylinder keine Einspritzung und kann somit noch nicht gezündet werden. Obwohl der Zylinder in dieser Phase nicht über die Einspritzventile mit Kraftstoff versorgt wird, treten nach Öffnen des Auslassventils beachtliche HC-Emissionen von ca. 1000 ppm auf. Der Grund hierfür ist ein bleibender Restbestandteil an Kohlenwasserstoffen im Brennraum nach Abstellen des Motors.

Eine Optimierung der Synchronisationsphase beim Motorstart, um schnellstmöglich und sicher mit der ersten Zündung zu beginnen, reduziert den HC-Anteil der Gesamt-

emissionen. Eine beschleunigte Startsynchrisation liefert somit weiteres Potential zur Erfüllung zukünftiger Emissionsstandards.

5.4.2 Synchronisation ohne Zylinderdruckinformation

Derzeitige Motorsteuergeräte sind aus Kostengründen nicht mit Absolutwertpositionssensoren ausgerüstet, so dass die winkelsynchronen Abläufe relativ zu einer bekannten Referenzlage gestartet werden. Die Synchronisationsphase dauert mindestens solange an, bis das Motorsteuergerät die bekannte Referenzlage einmalig ermittelt hat.

Bei modernen Motorsteuergeräten für Ottomotoren dient in der Regel eine Zahnücke im Winkelmarkengeberrad als Referenzmarke. Der Versuchsträger ist mit einem induktiven Motordrehzahlsensor an einer so genannten 60-2-Scheibe versehen. Die Zahnscheibe ist in 60 Segmente unterteilt, wobei an einer fest definierten Winkelposition zwei Segmente fehlen. Die besonders große Zahnücke dient zur Synchronisation des Steuergerätes.

Eine andere Impulsradausführung trägt pro Zylinder einen Impuls auf 360 °KW. Bei einem 4-Zylindermotor werden demnach vier Impulse pro Arbeitsspiel generiert [69]. Diese Impulsradausführung wird als Schnellstartgeberrad bezeichnet und soll hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt werden.

Da die Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle um 1:2 untersetzt ist, ein Arbeitsspiel beim 4-Takt-Ottomotor 720 °KW beträgt, muss trotz bekannter Kurbelwellenposition eine Arbeitstaktzuordnung über die Nockenwellenposition erfolgen. Dies ermöglicht beim Versuchsträger einen so genannten Phasensensor an der Nockenwelle. Das Signal des Phasensensors wird über das Motorsteuergerät eingelesen. Liegt zum Zeitpunkt der Zahnücke das Phasensignal an, so kann eindeutig festgelegt werden, ob sich ein zum oberen Totpunkt (OT) bewegter Kolben im Verdichtungs- oder Verbrennungstakt befindet. Die Synchronisation kann bei ungünstiger Kurbelwellenausrichtung eine Motorumdrehung dauern.

5.4.3 Zylinderdruckbasierte Synchronisation

Für die Zylinderdruckindizierung ist der Versuchsmotor im Fahrzeug mit einem Winkelmarkengeber des Typs Kistler 2613A ausgerüstet. Der Winkelmarkengeber ist fest mit der Kurbelwelle verbunden und liefert im 1° Kurbelwinkelraster 360 Impulse sowie ein Referenzmarkensignal pro Umdrehung. Da für die numerische Auswertung der Zylinderdruckdaten die Kinematik des Kurbeltriebs sowie Geometriedaten eingehen, ist für die thermodynamische Berechnung eine Zuordnung des Drucksignals zur Kurbelwellenposition zwingend erforderlich. Der Arithmetik-Booster (vgl. Abschnitt 3.6.2), der als Rechner für die Zylinderdruckauswertung dient, synchronisiert sich mit der Kurbelwelle über das oben genannte Referenzmarkensignal des Kistler-Winkelmarkengebers auf. Hierfür muss die Referenzlage als relative Winkelposition zum oberen Totpunkt bekannt sein.

5.4.3.1 *Synchronisation mit der Kurbelwelle*

Die absolute Position der Referenzlage ist zunächst unbekannt und kann sich je nach Anbausituation theoretisch an beliebiger Stelle auf der Kurbelwelle befinden. Bei bekannter Lage des oberen Totpunktes wird mit Hilfe des hochaufgelösten Winkelmarkensignals die absolute Position einmalig gesucht und als Winkeloffset in den nichtflüchtigen Programmspeicher des Motorsteuergerätes abgelegt. Wird bei den darauf folgenden Starts die Referenzmarke während der Startsynchrosation durchfahren, so liegt unmittelbar die absolute Winkelposition der Kurbelwelle vor.

Theoretisch kann auf den Referenzmarkengeber verzichtet werden, wenn für die Synchronisation ohnehin eine Information über die Lage des oberen Totpunktes erforderlich ist. In der Praxis ist die Lageerkennung jedoch entweder sehr aufwendig oder liefert nur im statistischen Mittel ein zufrieden stellendes Ergebnis. Für die praktische Bestimmung der OT-Lage werden in der Literatur [35] vier Verfahren angegeben.

- mechanisch mittels Messuhr
- kapazitive Kolbenwegmessung
- mittels Mikrowellen
- thermodynamisch mittels Zylinderdruck

Nachteilig in den ersten drei Möglichkeiten ist der technische Zusatzaufwand über weitere mechanische oder elektrische Messinstrumente. Da das letzte Verfahren alleine über die vorhandene Indizieretechnik den oberen Totpunkt im geschleppten Betrieb ermittelt, wird hier diese Methode angewandt. Der Motor wird dabei unbefeuert geschleppt, so dass mit Hilfe der Kompressionsdruckverläufe der obere Totpunkt ermittelt werden kann. Damit ausreichend hohe Druckamplituden in der Schleppphase entstehen, wird das Steuergerät für die OT-Lagebestimmung derart erweitert, dass ein Schleppbetrieb bei vollständig geöffneter Drosselklappe erfolgt. Um Messstörungen auszugleichen, wird in [43] eine Mittelung der Schleppkurven über 50 Zyklen vorgeschlagen. Ferner muss ein Verlustwinkel berücksichtigt werden, der durch einen Versatz des maximalen Drucks zum geometrischen OT verursacht wird. Wärmeverluste und Leckagen während der Kompression rufen diesen thermodynamischen Verlustwinkel hervor; er beträgt beim Versuchsmotor im Volllastbetrieb bei einer Drehzahl von 2000 U/min ca. 0.7°KW .

Im Fahrzeug wird die Position der Referenzmarke über den Anlasserschlepp ermittelt. Die Schleppversuche am Fahrzeug zeigen, dass eine Mittelung von 10 Zyklen ausreichend genug ist, um eine absolute Genauigkeit von $\pm 0,06^\circ\text{KW}$ zu erreichen.

5.4.3.2 *Arbeitstaktzuordnung*

Die in Abschnitt 5.4.3.1 dargestellte Synchronisation liefert eine absolute Winkelposition der Kurbelwelle bezogen auf eine Motordrehung. Wie schon Abschnitt 5.4.2 zeigt, ist für den Betrieb des 4-Takt Ottomotors nicht nur eine genaue Kurbelwellenposition erforder-

lich, sondern auch die Zuordnung zur Nockenwellenposition bzw. zum Arbeitstakt notwendig.

Der Zylinderdruck wird in der Verdichtungs- und Expansionsphase maßgeblich durch die Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile beeinflusst. Durch die sequentielle Zündfolge der Zylinder entstehen untereinander ungleiche Absolutdruckwerte. Bei zylinderdruckbasierten Motorsteuergeräten kann gerade diese Information genutzt werden, um während der Synchronisationsphase eine Zuordnung zum Arbeitstakt zu realisieren. Im einfachsten Fall könnte dies über das Absolutniveau des Zylinderdrucks erfolgen, so dass die Startphase folgendermaßen abläuft:

Das Steuergerät synchronisiert sich zunächst mit Hilfe der Referenzmarke auf, hätte aber auf Grund der nicht vorhandenen Arbeitstaktinformation eine Winkelunsicherheit von 360 °KW. Dreht sich der Motor bis zum nächsten oberen Totpunkt, kann über den Absolutdruck der Zylinderdruckverläufe die Zuordnung zum Arbeitstakt erfolgen.

Diese Vorgehensweise ist jedoch nur dann zulässig, wenn die Zylinderdruckdaten nullpunktkorrigiert sind. Ist kein Absolutdruckgeber vorhanden, kann nach Abschnitt 4.1.1 und 4.1.2 die Nullpunktkorrektur nach der Polytropenmethode oder über das Füllungsäquivalent erfolgen. Beide Verfahren setzen jedoch voraus, dass das Steuergerät aufsynchronisiert ist, so dass die gemessenen Zylinderdruckdaten eine gültiger Kurbelwellenzuordnung besitzen.

Abbildung 5.26 zeigt den nicht nullpunktkorrigierten Zylinderdruckverlauf beim 4-Takt Ottomotor für ein Arbeitsspiel. Der obere Totpunkt für Zylinder 1 (dunkelgrau) befindet sich bei 360 °KW; eine mögliche Referenzlage sei bei 90 °KW angenommen. Um das oben dargestellte Problem zu verdeutlichen ist der Zylinderdruck für Zylinder 3 (schwarz) mit einem deutlichen Offsetfehler behaftet.

Das Absolutdruckproblem wird in einem weiteren Verfahren umgangen, indem die Ableitungen der Zylinderdruckkurven als Kriterium für die Arbeitsspielzuordnung herangezogen werden. Da dem Drucksignal in der Praxis Rauschanteile überlagert sind, muss der Zylinderdruckverlauf zunächst geglättet werden. Phasenfehler, die durch eine Tiefpassfilterung entstehen können, werden durch die symmetrische gewichtete Glättung nach Gleichung 4.1 umgangen.

Die unterste Grafik in Abbildung 5.26 zeigt die numerische Ableitung der Druckänderung, die frei von Offsetfehlern eine scharfe Trennung der einzelnen Arbeitstakte an den oberen Totpunkten ermöglicht.

Um eine möglichst schnelle Synchronisation zu realisieren, werden die gemessenen Rohwerte der Zylinderdruckerfassung ab Drehbeginn innerhalb des Steuergerätes in einem Datenpuffer gespeichert. Wird die Winkelposition der Referenzmarke durchfahren, so ist diese Kurbelwellenposition bezogen auf eine Umdrehung bekannt, die Zuordnung zum Arbeitstakt jedoch noch nicht.

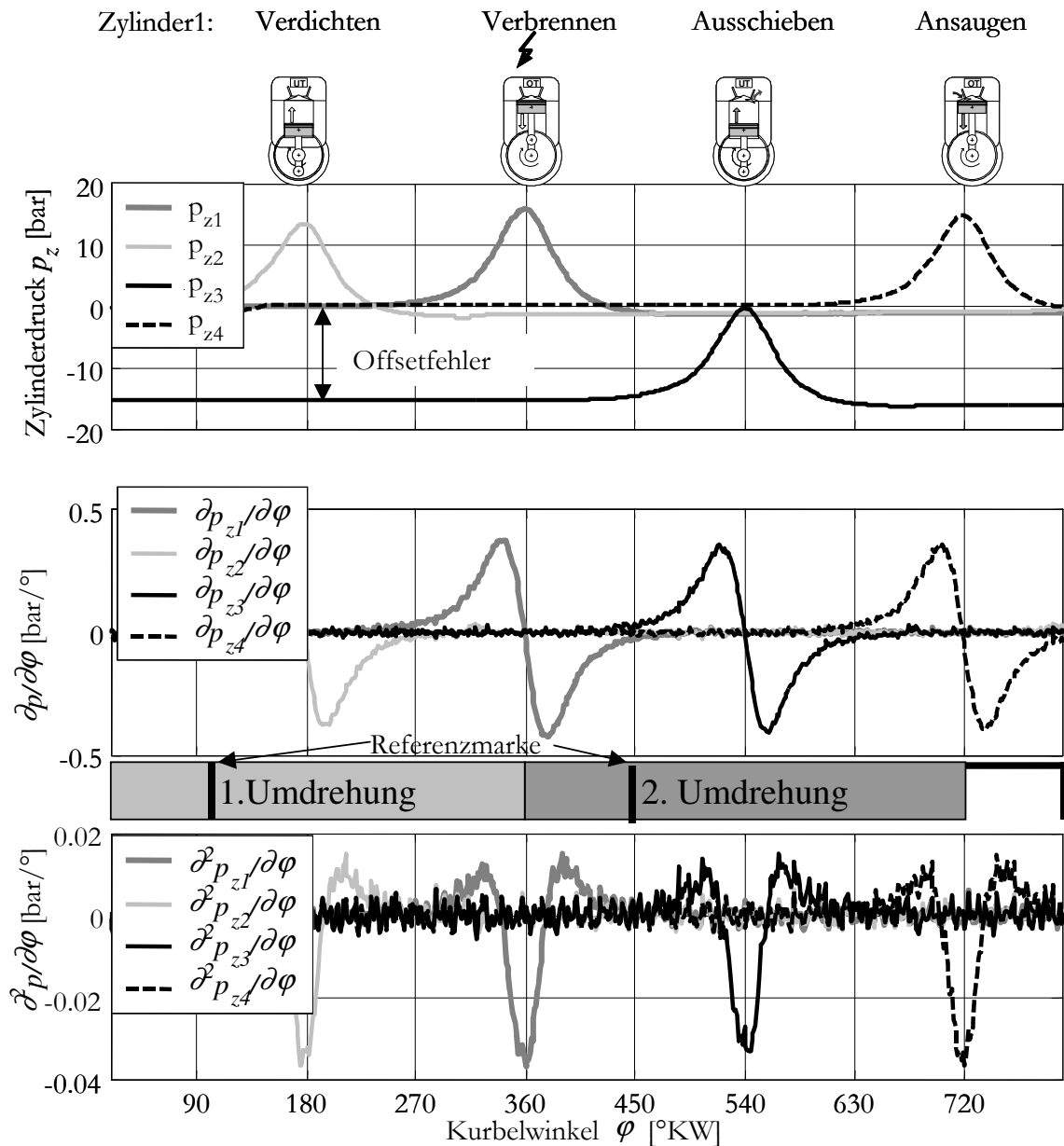


Abbildung 5.26: Synchronisationsmöglichkeit über die 2. Ableitung des Zylinderdrucks bei starken Offsetfehlern in Zylinderdrucksignalen

Über die Anzahl der Werte im Datenpuffer wird nun geprüft, ob ein oberer Totpunkt durchfahren wurde. Ist dies der Fall, so gibt das 2-fache numerische Differential Aufschluss darüber, welcher Zylinder sich im oberen Zünd-OT befand. Ist ein oberer Totpunkt zum Zeitpunkt der Referenz nicht durchfahren worden, so werden weitere Daten gesammelt, bis der obere Totpunkt erreicht wird. Die oben genannte Prüfung wird erneut durchgeführt und das Steuergerät ist synchronisiert.

5.4.4 Auslauferkennung über Zylinderdruckinformation

Die in den Abschnitten 5.4.2 und 5.4.3 dargestellten Verfahren zur Synchronisation des Motorsteuergeräts mit der Kurbelwellenposition zeigen, dass ab Motorstart die Winkelposition bis zum Erreichen einer Referenzmarke zunächst unbekannt ist. Wäre es möglich, die Winkelposition bei Motorstopp zu erkennen und zu speichern, kann sich das Motorsteuergerät beim folgenden Start über diese Information schneller synchronisieren.

5.4.4.1 Probleme der Auslauferkennung

Wird der Motor über das Abschalten der Zündung gestoppt, erfolgt der Motorstillstand nicht innerhalb einer vernachlässigbar kurzen Zeit. In Abbildung 5.27 sind die mit dem Motorsteuergerät gemessene Kurbelwellendrehzahl und der Druckverlauf der einzelnen Zylinder bis zum Motorstillstand dargestellt.

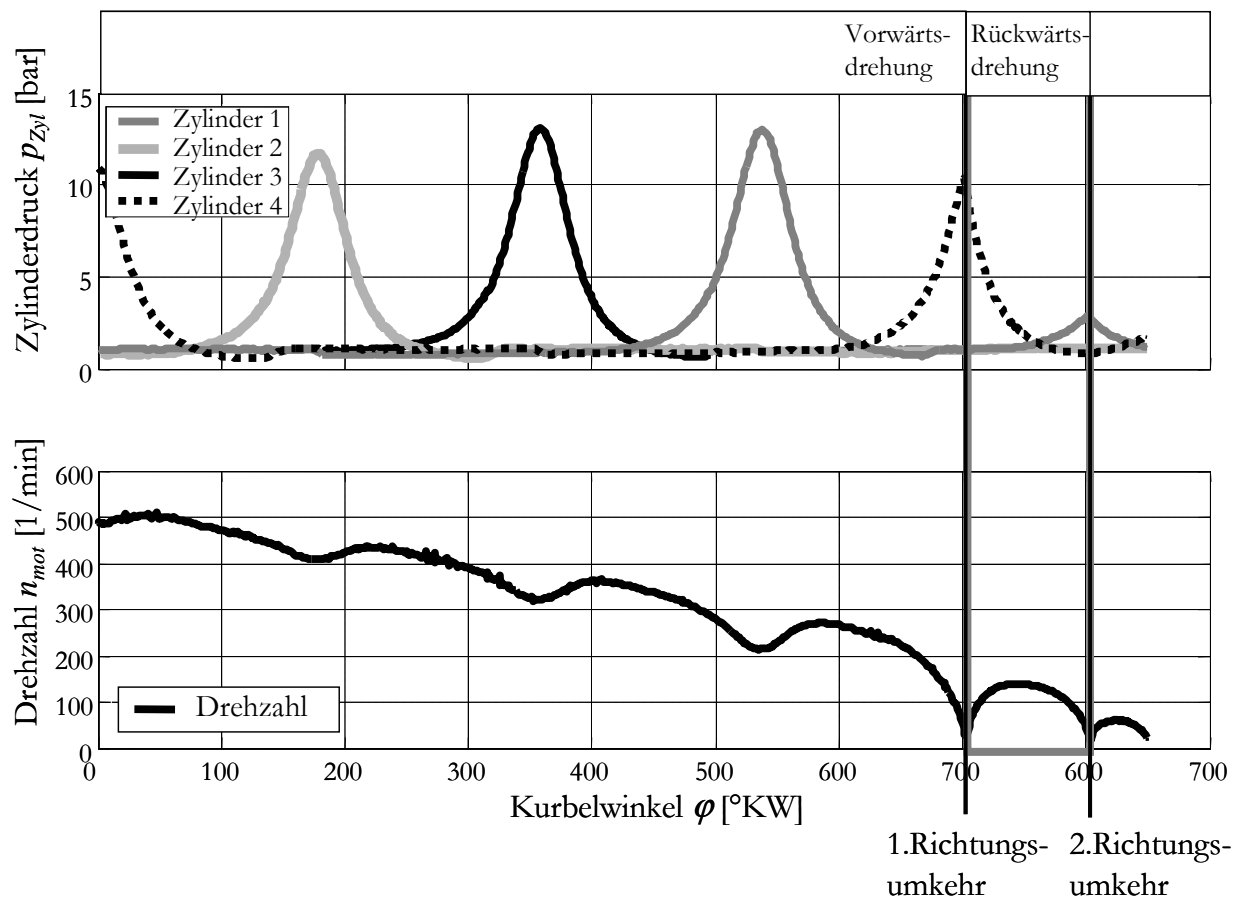


Abbildung 5.27: Zylinderdruck und Drehzahl bei Motorstop mit Drehrichtungsänderung

Nach Abschalten des Aggregates läuft der Motor zunächst in Vorwärtsrichtung weiter. Ist die Drehzahl so niedrig, dass das Massenträgheitsmoment nicht mehr ausreicht, den Motor durch den nächsten Kompressionstakt zu stoßen, erfolgt eine Drehrichtungsumkehr. Der Motor pendelt zwischen Kompressionstakt und Auslasstakt von zwei aufeinander folgenden Zylindern hin und her. Eine Ermittlung der Winkelposition durch ein einfaches

Zählen der Winkelinkremente bis zum Motorstillstand ist ohne Rückdreherkennung nicht möglich.

Die Abbildung 5.27 zeigt, dass eine Änderung der Drehrichtung beim zylinderdruckgeführten Motormanagement allein über die Druckinformation und ohne weitere Sensoren möglich ist. Unter Berücksichtigung der Drehrichtungsänderung kann über das Aufaddieren der Winkeldifferenz eines inkrementellen Winkelgebers die Stoppposition ermittelt werden. Voraussetzung hierfür ist, dass das Motorsteuergerät einmalig nach den oben genannten Verfahren aufsynchronisiert ist. Wird der Motor abgeschaltet, so werden im Steuergerät die Winkelsegmente solange mitgezählt, bis eine Drehrichtungsänderung erkannt wird. Da sich der Motor dann in Rückwärtsdrehung befindet, wird nun der Zähler bei jedem Winkelsegment dekrementiert. Weitere Drehrichtungsänderungen bis zum endgültigen Stillstand werden durch die Zählrichtung berücksichtigt. Ist die Kurbelwellenposition bei Motorstopp ermittelt, wird diese in den nicht flüchtigen Speicher des Motorsteuergerätes geschrieben. Unter der Voraussetzung, dass sich der Motor bis zum nächsten Start nicht dreht, kann diese Winkelposition als Schnellstartsynchrosation genutzt werden.

5.4.4.2 Merkmale der Drehrichtungsumkehr

Der auf den Kolben wirkender Zylinderdruck verursacht ein Moment an der Kurbelwelle, das dem Massenträgheitsmoment der Schwungmasse entgegen gerichtet ist. Die treibende Kraft bei einer Drehrichtungsumkehr ist somit der auf die Kolbenfläche wirkende Zylinderdruck in der Kompressionsphase. Mit Hilfe der Zylinderdruckinformation werden folgende Merkmale einer Richtungsumkehr definiert:

Druckgradient

Die Drehrichtungsänderung bewirkt einen Zustandwechsel von der Kompression in die Expansion. Der Gradient des Zylinderdrucks ist im Zustandswechsel gleich Null:

$$\frac{\partial p(\varphi)}{\partial \varphi} = 0 \quad (5.103)$$

Da der Zylinderdruck eine Gegenkraft auf den Kolben bewirkt, entsteht bei der Drehrichtungsänderung ein Druckmaximum, d.h. im mathematischen Sinne liegt eine Rechtskrümmung der Zylinderdruckkurve vor. Die 2. Ableitung des Zylinderdrucks ist negativ.

$$\frac{\partial^2 p(\varphi)}{\partial \varphi^2} < 0 \quad (5.104)$$

Die ersten beiden Bedingungen liegen auch dann vor, wenn der obere Totpunkt überwunden wird, und der Druckverlauf von der Kompressionsphase in die Expansionsphase übergeht. Damit dieser zwar seltene Fall nicht zur Fehlinterpretation führt, muss dieses Ereignis gesondert behandelt werden.

Da sich das Steuergerät im laufenden Betrieb mit der Kurbelwelle synchronisiert hat, ist die aktuelle Winkelposition und somit auch der obere Totpunkt der einzelnen Zylinder bekannt.

Abbildung 5.27 zeigt, dass der Kompressionsdruck (im Zylinder 4) ausreichend Energie gespeichert hat, um auch bei einer Drehrichtungsänderung den folgenden Zylinder 3 wieder in Kompression zu bringen. Somit kann der Druckverlauf der in der Zündfolge³¹ benachbarten Zylinder für die Erkennung der aktuellen Drehrichtung herangezogen werden. Im Beispiel muss die Drehrichtung des dritten Zylinders ab Winkelposition 540 positiv sein, da im folgenden Verlauf der vierte Zylinder verdichtet wird. Anders ist das Verhalten beim Drehrichtungswechsel an Winkelposition 700. Im weiteren Drehverlauf wird nicht der in der Zündfolge erwartete Zylinder 2 sondern der dritte Zylinder verdichtet, so dass definitiv eine Rückdrehung erfolgt sein muss.

Ventilsteuerzeiten

Theoretisch sind die oben genannten Bedingungen für eine Rücklauferkennung ausreichend. In der Praxis hat sich jedoch gezeigt, dass Störungen im Nutzsignal gerade im Ladungswechsel zu Fehlinterpretationen führen können. Um eine sichere Drehrichtungs-umkehr zu ermitteln, muss das gemessene Drucksignal durch eine symmetrische gewichtete Glättung nach Gleichung 4.1 gefiltert werden. Zu weiteren Verbesserungen führt eine gezielte Freigabe der Rückdreherkennung unter Berücksichtigung der Ventilsteuerzeiten. Die treibende Ursache für eine Drehrichtungsänderung ist der auf den Kolben wirkende Kompressionsdruck im Zylinder. Der Druck wird erst aufgebaut, wenn das Ventil geschlossen wird. Dreht sich der Motor vorwärts, so ist die Ventilsteuerzeit des Einlassventile (ES) ausschlaggebend für den Druckaufbau. Befindet sich hingegen der Motor in der Rückwärtsbewegung, ist für das Schließen der Ventile der Ventilsteuerzeitpunkt „Auslass öffnet“ (AÖ) zu berücksichtigen.

Die allgemeine Formulierung der dritten Bedingung lässt sich bei bekannter Drehrichtung unter Berücksichtigung der Ventilsteuerzeiten folgendermaßen definieren:

Vorwärtsdrehung:

$$\varphi > ES \cap \varphi < \varphi_{OT} \quad (5.105)$$

Rückwärtsdrehung:

$$\varphi < AÖ \cap \varphi > OT \quad (5.106)$$

Drehzahlschwelle

Als weiteres Kriterium für eine Drehrichtungs-umkehr kann die hochaufgelöste Drehzahl herangezogen werden. Da der Motor mit einem inkrementalen Winkelgeber ausgerüstet ist,

³¹ Die Zündfolge für den Versuchsmotor ist 1-3-4-2

kann die Drehzahl über zwei unterschiedliche Verfahren gebildet werden. Bei der Impuls-zählung werden bei einer fest definierten Torzeit die Ereignisse des Winkelmarkengebers in einem Zähler aufaddiert. Am Ende der Torzeit steht der zur Drehzahl proportionale Zählerstand zu Verfügung und repräsentiert den Mittelwert der Drehzahl über das gemessene Intervall.

Bei der Periodendauermessung wird ein Zeitintervall zwischen zwei aufeinander folgenden Impulsen gemessen. Haben die Impulse einen Winkelabstand von $\Delta\varphi$ bzw. liefert der Winkelmarkengeber ν Impulse pro Umdrehung, so lässt sich die Drehzahl zu

$$n(t) = \frac{\Delta\varphi}{2\pi \cdot T} = \frac{1}{\nu \cdot T} \quad (5.107)$$

berechnen.

Unter Berücksichtigung der Quantisierungsfehler bei inkrementalen Drehzählerfassungen ist die Periodendauermessung als Messverfahren für kleine Drehzahlen geeigneter. Eine analytische Herleitung der Quantisierungsfehler der unterschiedlichen Verfahren ist in Kapitel [A.1] zu finden. Die hochdynamische Drehzählerfassung wird im Rahmen dieser Arbeit mit Hilfe eines 12,5MHz Timers des Arithmetik-Boosters als Periodendauermessung realisiert. Da der Motorstillstand beim inkrementalen Messverfahren theoretisch nur durch einen Timerüberlauf ermittelt werden kann, ist die untere messbare Grenzdrehzahl durch die Größe des Timerregisters festgelegt. Die berechnete Drehzahl bei einer Drehrichtungs-änderung ist in der Regel Fehlern unterworfen, da die genaue Drehrichtungsumkehr einen maßgeblichen Einfluss auf den realen Winkelabstand $\Delta\varphi$ hat. Als zusätzliches Kriterium für eine Richtungsänderung kann zu der oben genannten zylinderdruckbasierten Bedingung eine untere Grenzdrehzahlschwelle definiert werden.

5.4.4.3 Ergebnisse am Fahrzeug

Untersuchungen am Versuchsfahrzeug zeigten, dass durch die Rückdreherkennung eine absolute Genauigkeit der Winkelposition bei Motorstop von $\pm 4^\circ$ KW möglich ist. Verifiziert wird die ermittelte Stoppposition mit dem in Kapitel 5.4.3.2 dargestellten Synchronisationsverfahren im darauf folgenden Start. Die Ungenauigkeit lässt sich durch die prinzipbedingte Eigenschaft des Winkelmarkengebers vom Typ Kistler 2613A rechtfertigen, der laut Beschreibung eine untere Sollgrenzdrehzahl fordert. Sowohl bei einer Richtungs-änderung, beim Stoppen des Motors als auch beim Motorstart wird diese Grenze unterschritten. Einzelne Impulse für das Winkelsegment werden in diesem Fall vom Geber nicht generiert und gehen als Winkelsegment verloren. Je nach Drehrichtung können die verloren gegangenen Impulse einen positiven oder negativen Winkelfehler verursachen.

6 Implementierung und Ergebnisse

6.1 Thermoschockmodell

In Kapitel 5.1 wurde mit Hilfe eines thermischen Ersatzschaltbildes ein Modell zur Kompensation des Thermoschockeffektes hergeleitet. Im Folgenden wird zunächst die Modellstruktur an einem Thermoschockprüfstand kontrolliert. Anschließend werden die Modellparameter für einen wassergekühlten Sensor der Fa. Kistler identifiziert. Hierzu ist ein thermoschockfreier Referenzdatensatz erforderlich. Abschnitt 6.1.2 zeigt ein Verfahren, das mit Hilfe eines Referenzsensors, der bei bestimmten Voraussetzungen geringe Thermoschockeffekte aufweist, die Modellparameter ermittelt. Abschließend wird das Modell auf den Kaltstart angewendet und über messbare Kriterien das Verbesserungspotential aufgezeigt.

6.1.1 Verifikation der Modellordnung am Thermoschockprüfstand

An einem Thermoschockprüfstand (Abbildung 6.1) soll die Modellordnung der in Abschnitt 5.1.3 aufgestellten Übertragungsfunktion für den Thermoschockeffekt verifiziert werden. Hierbei wird der Drucksensor bei Umgebungsdruck mit einer Brennerflamme erhitzt, so dass der Zylinderdrucksensor einem Thermoschock ausgesetzt ist, ohne zusätzliche Druckänderungen auf den Prüfling zu bringen. Die kurzzeitige Änderung des Ausgangssignals durch den Thermoschock ist keinem Messsignal überlagert und bezieht sich deshalb unmittelbar auf die Nulllinie des Messverstärkers [68].

6.1.1.1 Versuchsaufbau

Um eine vergleichbare Temperatur zur Flammentemperatur im Verbrennungsmotor zu bekommen, wird ein Propangas-Luftgemisch entzündet. Die Gasmenge und die Luftzufuhr werden so eingestellt, dass am wassergekühlten Kistler-Sensor vom Typ 6061b ein deutlicher Thermoschock gemessen werden kann.

Der Prüfstand bietet die Möglichkeit, über ein ansteuerbares Magnetventil die Gaszufuhr des Brenners zu variieren. Um das intermittierende Verhalten des Verbrennungsmotors zu simulieren, wird das Ventil mit Hilfe eines Rechteckgenerators periodisch angesteuert. Die Temperatur am Sensor wird über einen Temperatursensor vor der Membran gemessen, so dass die Flamme vor dem Auftreffen auf die Sensormembran das Thermoelement passieren muss. Beim Temperatursensor handelt es sich um ein Thermoelement vom Typ S (Platin-10%Rhodium/Platin) mit einem Drahtdurchmesser von 250 μm .

Die Ladung des Drucksensors wird über einen Ladungsverstärker in eine proportionale elektrische Spannung gewandelt. Sowohl die Messspannung am Thermoelement als auch der Signalausgang vom Ladungsverstärker wird mit Hilfe eines Messwerterfassungssystems aufgezeichnet.

Um ähnliche thermische Bedingungen wie beim Verbrennungsmotor zu bekommen, befindet sich der Drucksensor in einem beheizbaren Sensoraufnahmeblock aus Aluminium, der den Einfluss der thermischen Masse des Zylinderkopfs nachbildet. Da sich die Untersuchungen auf das Verhalten im Kaltstart konzentrieren, liegt die Temperatur der Sensoraufnahme zu Beginn des Versuchs bei Raumtemperatur. Abbildung 6.1 zeigt schematisch den Aufbau der Versuchseinrichtung mit Brennerflamme, Drucksensor und Thermo-
element.

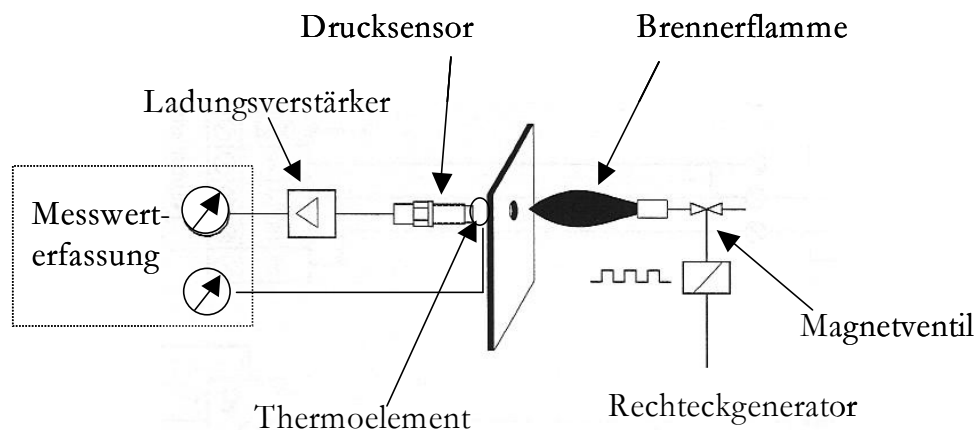


Abbildung 6.1: Versuchsaufbau Thermoschockprüfstand

6.1.1.2 Versuchsablauf:

Bei Umgebungsdruck wirkt die Brennerflamme intermittierend auf die Sensormembran, so dass über das Messsignal des Drucksensors eine qualitative Aussage über das Thermoschockverhalten getroffen werden kann. Nach ca. 10 Sekunden wird die Brennerflamme endgültig abgestellt und für weitere 5 Sekunden der Signalausgang protokolliert. Da es sich bei der Druckmessung um eine Relativdruckmessung (vgl. Abschnitt 3.4.1) handelt, wird der gemessene Druckverlauf zu Beginn des Versuchs über eine Druckoffsetkorrektur im Messsystem auf 0 bar kalibriert.

6.1.1.3 Identifikation

Für die Identifikation der Modellparameter für das Thermoschockmodell nach Gleichung 5.15 stehen nach Versuchsablauf die Modelleingangs- und Ausgangsgröße als Messwerte zur Verfügung. Da das Thermo-
element auf Grund seiner thermischen Masse in Anlehnung an Abschnitt 5.1.3.2 als RC-Glied beschrieben werden kann, weist der Sensor ein Tiefpassverhalten auf, so dass als Messwert nur ein zeitlicher Mittelwert der tatsächlichen Temperatur vorliegt. Gerade bei einer intermittierenden Flamme kann der Messwert somit zwischen der realen maximalen Temperatur (Dauerflamme) und der minimalen Reststrahlungstemperatur liegen. Wegen des sehr geringen Drahtdurchmessers von 250 μm kann die Zeitkonstante des Tiefpasses als vergleichsweise gering, aber nicht als vernach-

lässigbar betrachtet werden. Da eine lokale Temperaturmessung in seriennahen Konzepten vergleichbare Randbedingungen aufweisen würde, wird trotz der dynamischen Einschränkungen des Thermoelements der gemessene Temperaturverlauf als Prozesseingangsvektor genutzt. Das Verhalten des Temperatursensors findet sich letztlich in den identifizierten Parametern wieder.

Als Maß für den Thermoschock liefert der mit dem Zylinderdrucksensor gemessene Pseudodruckverlauf den Ausgangsvektor für die Identifikation. Mit Hilfe der Messdaten werden nun die Parameter der Übertragungsfunktion nach Gleichung 5.15 mit dem in Abschnitt 5.1.4 dargestellten Verfahren identifiziert. Anschließend wird die Modellausgangsgröße (Thermoschock) mit dem identifizierten Parametersatz nach Gleichung 5.40 simuliert und mit den realen Messdaten einer Validierungsmessung gegenübergestellt.

Die obere Abbildung 6.2 zeigt den mit dem Thermoelement gemessenen Temperaturverlauf als Prozessanregung. Die mittlere Darstellung stellt die real gemessene Kurzzeitdrift des Drucksensors sowie das Ergebnis der Thermoschocksimulation gegenüber.

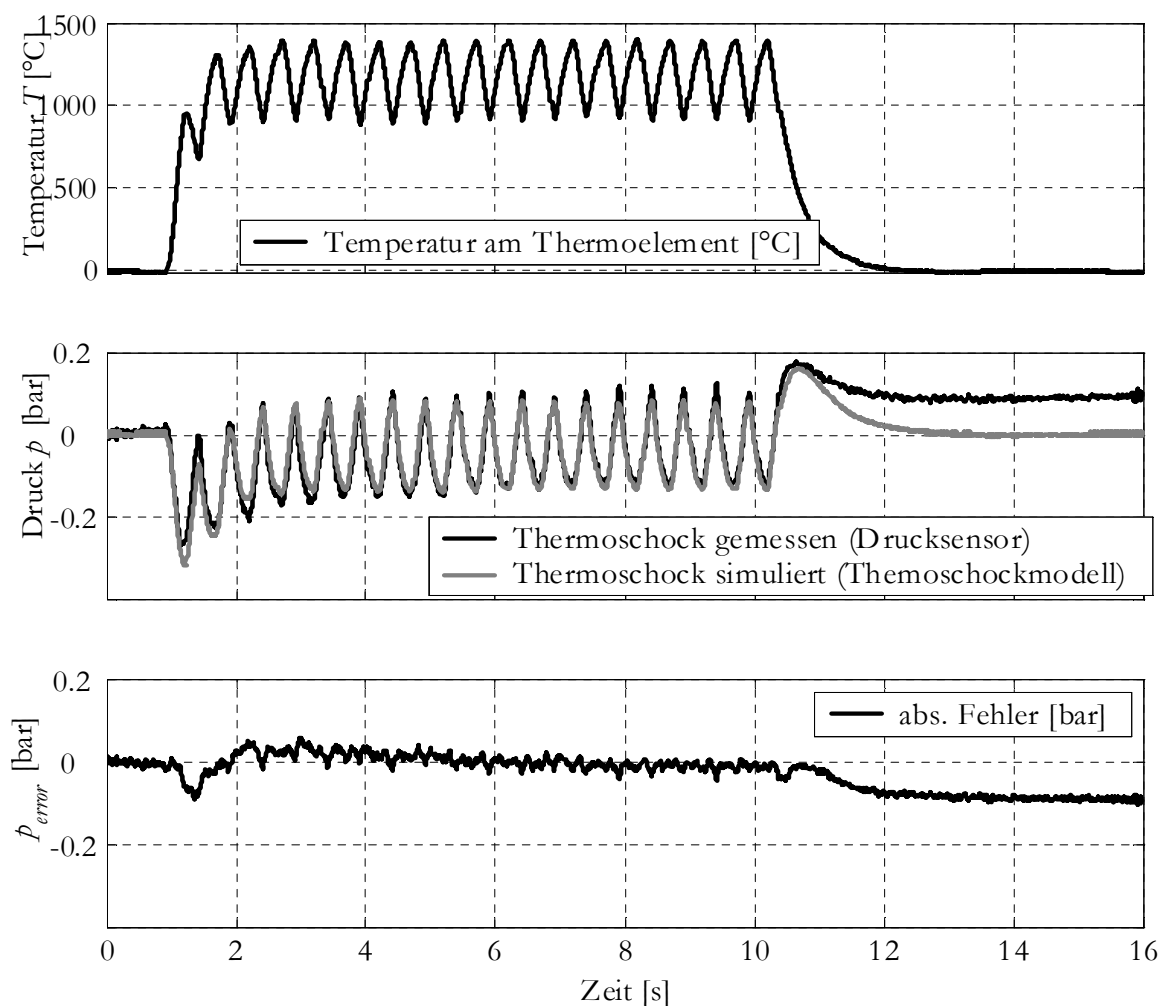


Abbildung 6.2: Ergebnisse der Simulation am Thermoschockprüfstand

Erkennbar ist, dass das Thermoschockmodell zunächst die Kurzzeitdrift gut abbilden kann. Auffällig nach Abschalten der Brennerflamme ist der bleibende Bias im realen Messsignal. Zu erwarten ist zunächst, dass nach Abschalten der Flamme der Drucksensor wieder das Nullniveau einnimmt. Der bleibende Gleichanteil in der Messung ist auf Fehler in der Langzeitdrift des Drucksensors zurück zu führen. Dieser Anteil wird im Thermoschockmodell nicht berücksichtigt, so dass sich nach Abschalten der Flamme ein absoluter Fehler von ca. 100mbar einstellt. Beim Einsatz des Thermoschockmodells im Zylinderdruckbasierten Motorsteuergerät oder bei der "Offline"-Auswertung von Zylinderdruckdaten werden der unberücksichtigte Einfluss durch Langzeitdrift über die in Abschnitt 4.1 beschriebenen Verfahren zur Nullpunktkorrektur kompensiert. Die reine Korrektur der Kurzzeitdrift durch den Modellansatz wird somit experimentell bestätigt.

6.1.2 Referenzdruckverlauf für die Parameteridentifikation

In Kapitel 5.1 wurde ein Modell hergeleitet, das eine Kompensation der thermischen Einflüsse bei der Zylinderdruckmessung bietet. Die Berechnung der Parameter V , T_1 und T_2 in Gleichung 5.15 erfolgt offline nach Gleichung 5.20. Für die Parameteridentifikation ist der Verlauf des Thermoschockfehlers erforderlich, der über die Differenz des tatsächlich gemessenen Zylinderdrucks zu einem fehlerfreien Referenzdruck ermittelt werden kann.

6.1.2.1 Thermoschockfreies Referenzsignale

In der Praxis besteht die Schwierigkeit, ein thermoschockfreies Zylinderdruckssignal als Referenzdruck zu messen. Eine denkbare Möglichkeit besteht darin, über bekannte Methoden der Zylinderdrucksimulationen einen Referenzdruck zu generieren und über die oben genannte Differenzbildung den Thermoschockfehler zu berechnen. Eine andere Möglichkeit bietet ein Referenzsensor, der eine vergleichbar geringe Thermoschockempfindlichkeit aufweist.

6.1.2.2 Anforderungen an den thermoschockfreien Referenzsensor

Vergleicht man in Abbildung 6.3 den gemessenen Druckverlauf mit dem Zylinderdruck aus der Simulation, so lassen sich rein visuelle Merkmale für einen thermoschockbehafteten Schleppdruckverlauf feststellen.

Folgende Anforderungen an die Signalqualität eines thermoschockfreien Referenzsignals lassen sich daraus formulieren:

- Bedingung 1: Druckgradient beim offenen System ist nicht zulässig

$$\bar{p}(\varphi) \approx p_{Umg} \quad (6.1)$$

- Bedingung 2: Der Zylinderdruck p_1 beim offenen System vor der polytropen Zustandsänderung ist gleich dem Druck p_2 nach der Zustandsänderung (Kompression/Expansion).

$$p(\varphi_{ES}) = p(\varphi_{AÖ} + \varphi_{Ausgleich}) \quad (6.2)$$

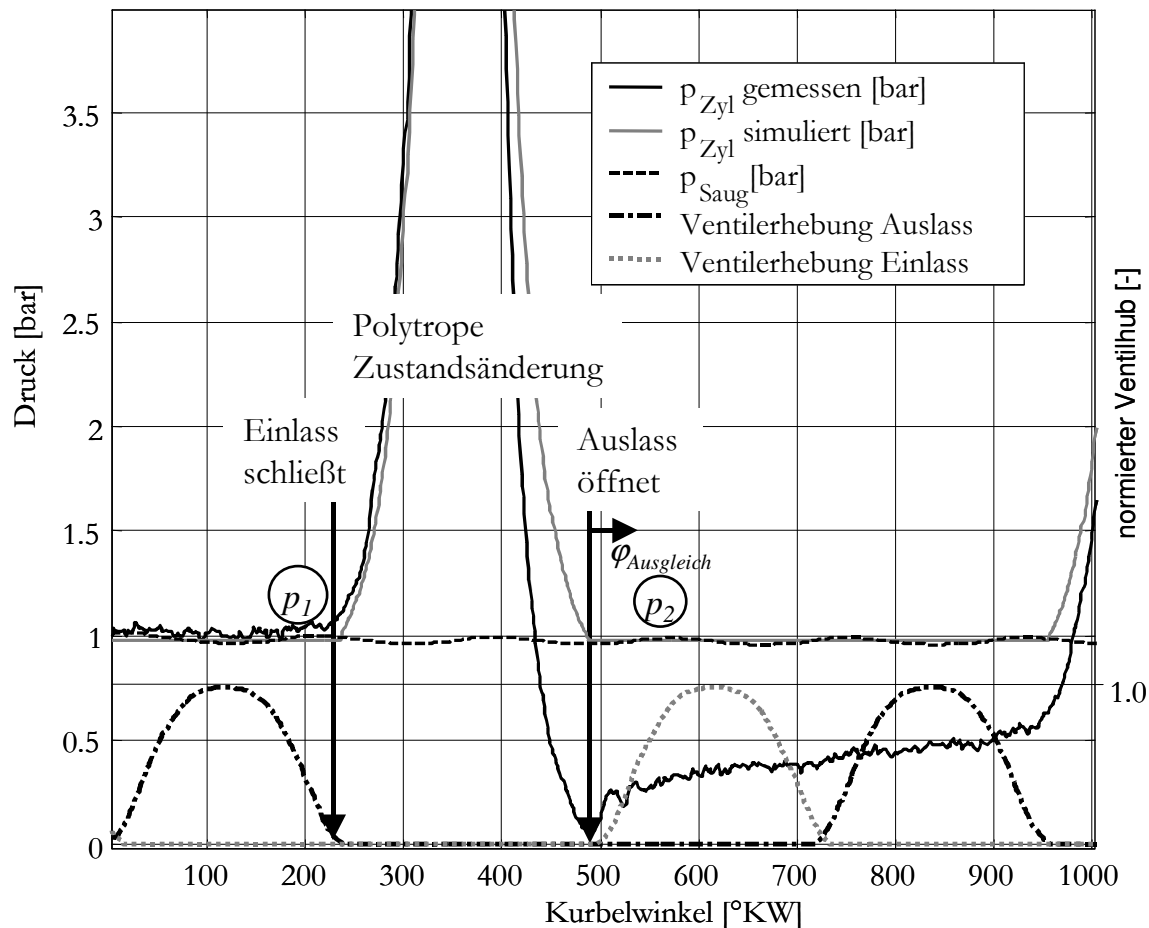


Abbildung 6.3: Anforderungen an das Referenzsignal (Schleppbetrieb)

Eine Voraussetzung der geforderten Bedingungen ist, dass der Druckausgleich zwischen Auslasstrakt und Zylinder nach Öffnen des Auslassventils stattgefunden hat. Diese benötigte Zeit für den Druckausgleich wird durch den Winkel $\varphi_{\text{Ausgleich}}$ berücksichtigt. Da bei niedrigen Drehzahlen die Öffnungszeiten der Ventile verhältnismäßig groß sind, ist hier ein Druckausgleich gewährleistet. Die folgenden Betrachtungen beschränken sich auf Untersuchungen bei Anlasserdrehzahlen von ca. 200 U/min.

Betrachtet man die Herleitung des Thermoschockmodells nach Gleichung 5.15 aus Kapitel 5.1.3, so ist ersichtlich, dass die Zeitkonstanten der Übertragungsfunktion abhängig vom Materialaufbau der Sensormembran sind. Die Ursache für den Thermoschock wird durch Temperaturgradienten im Sensor infolge der Kompressions- und Verbrennungstemperaturen hervorgerufen, so dass die Motordrehzahl einen direkten Einfluss auf die Frequenz der Störanregung hat. Die Ausprägung des Thermoschocks ist damit abhängig von Last und Drehzahl.

Beispielhaft für das unterschiedliche Verhalten der untersuchten Sensoren zeigt der Startvorgang in der folgenden Abbildung. In diesem Versuch wird der vierte Zylinder gleichzeitig mit einem wassergekühlten Kistler-Sensor und mit einem Optrand-Sensor (mit Hitzeschild) indiziert.

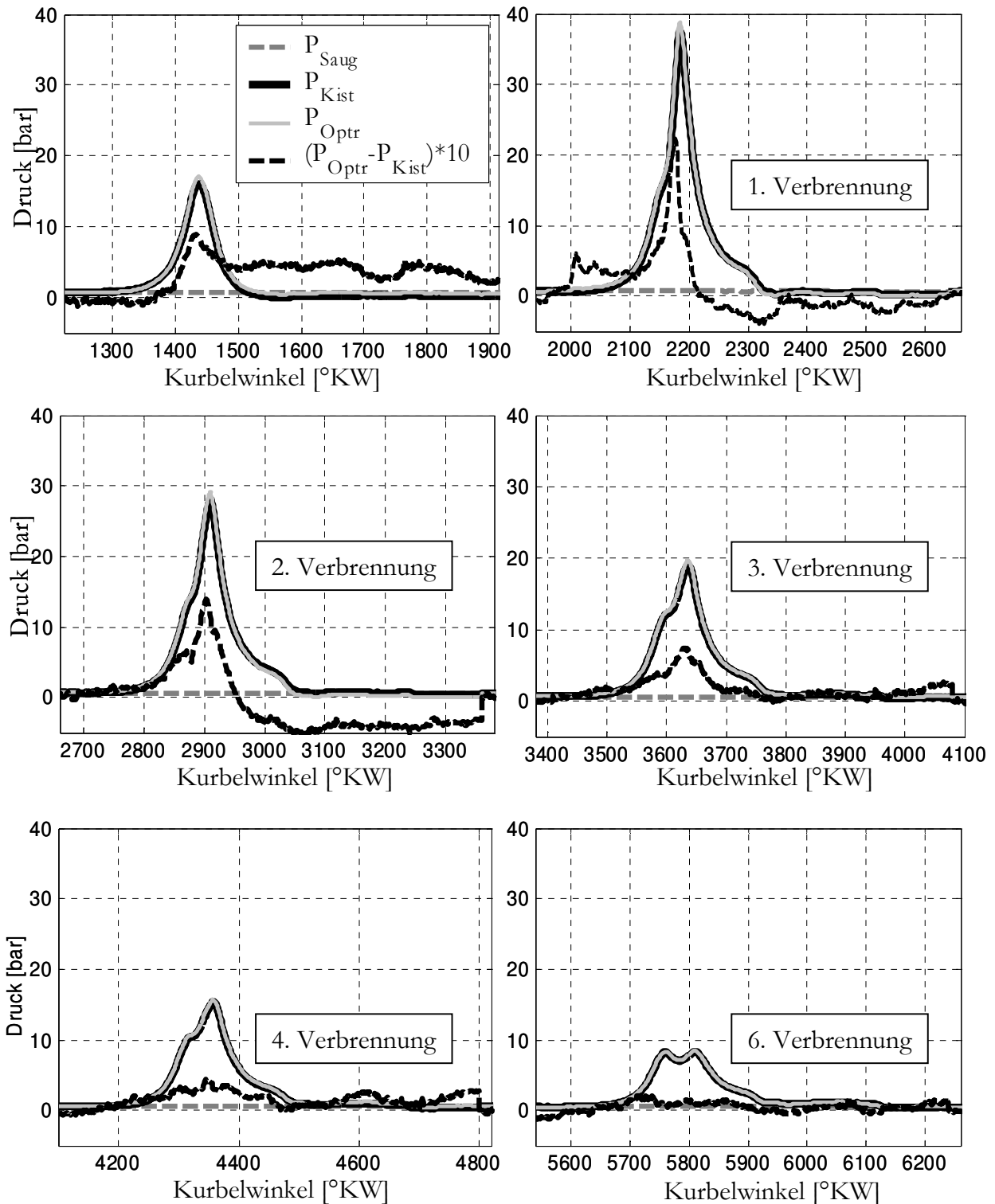


Abbildung 6.4: Zyklusindividuelles Thermoschockverhalten

Bei der Darstellung wird vor dem Schließen des Einlassventils eine Nullpunktkorrektur über den Saugrohrdruck durchgeführt (vgl. Abschnitt 4.1.3.2). Der arbeitspunktabhängige Thermoschockeinfluss durch den unterschiedlichen geometrischen Aufbau der untersuchten Prüflinge lässt sich experimentell bestätigen. Über einen Vergleich des Zylinder-

drucks mit dem Saugrohrdruck im Ladungswechsel lässt sich der Thermoschock quantitativ bewerten.

Im Schlepp ist zunächst der Thermoschockfehler beim Kistler-Sensor wesentlich ausgeprägter als beim Optrand-Sensor. Bei den darauf folgenden Verbrennungen ist ein deutlich größerer Thermoschockfehler beim Optrand-Sensor zu beobachten. Ab der sechsten Verbrennung relativiert sich der Thermoschockeinfluss und die Differenz der beiden Messsignale wird deutlich geringer.

6.1.2.3 Thermoschockeinfluss im Schleppverlauf

Eine genaue Betrachtung der Schleppmessung zeigt die folgende Abbildung 6.5.

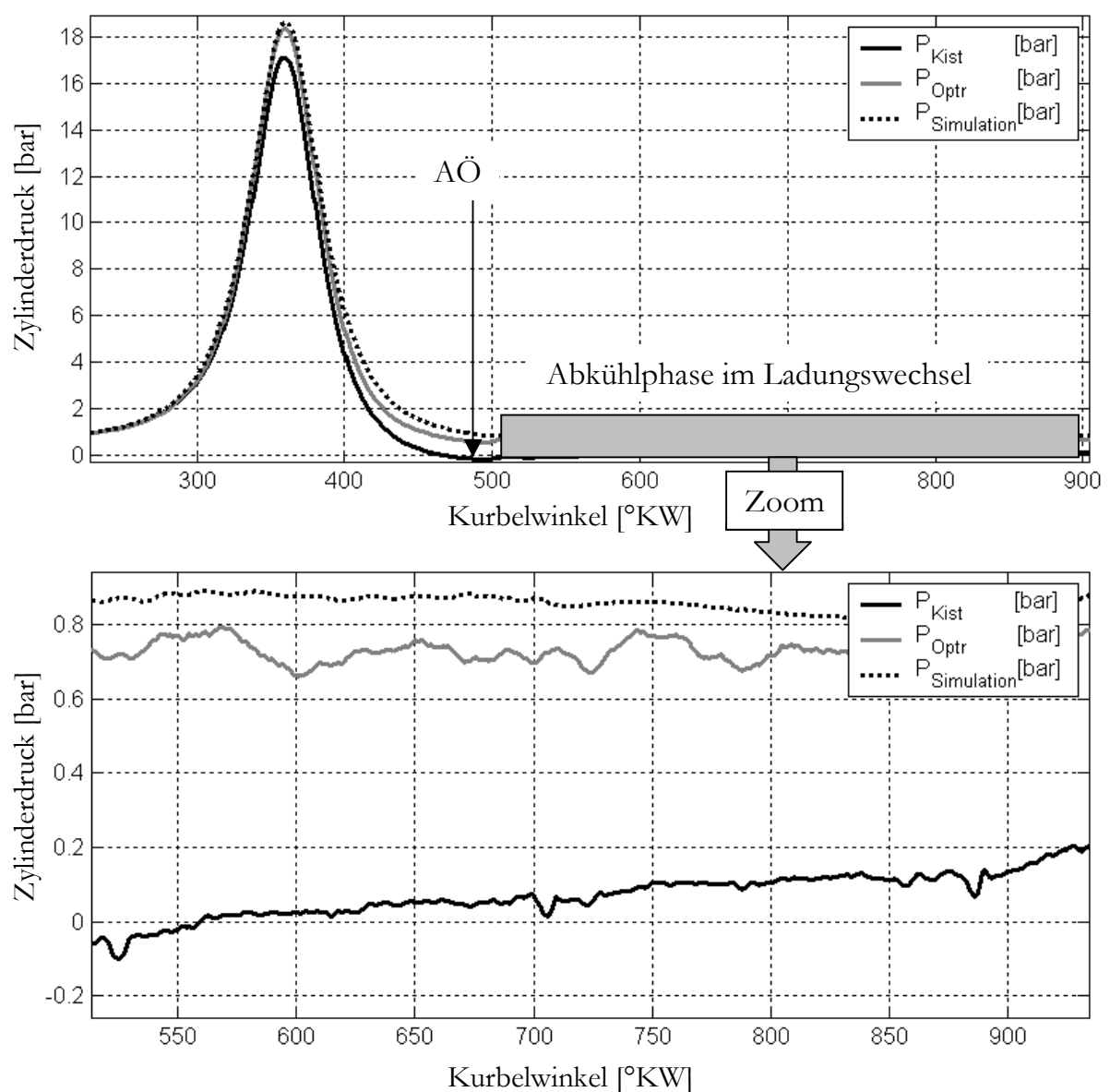


Abbildung 6.5: Referenzsignale für die Parameteridentifikation

Besonders in der Abkühlphase ist ein deutlicher Druckgradient beim Kistler-Sensor zu beobachten. Anders ist das Verhalten des Optrand-Sensors, bei dem kein mittlerer Druckgradient im offenen System zu beobachten ist. Der Vergleich mit dem simulierten Referenzsignal zeigt, dass der Thermoschockeffekt nahezu einen konstanten Einfluss über den dargestellten Bereich aufweist.

6.1.2.4 Nachkorrektur des Referenzsensors

Neben dem simulierten Druckverlauf wird in dieser Arbeit als mögliches Referenzsignal auch der Zylinderdruckverlauf des Optrand-Sensors herangezogen. Da die gemessene Sensorgröße nicht exakt frei von der Kurzzeitfehlerdrift ist, wird der Druckverlauf empirisch so nachkorrigiert, dass die oben genannten Bedingungen erfüllt sind. Für die Berechnung des Referenzsignals sind zunächst beide gemessenen Zylinderdruckverläufe nullpunkt-korrigiert, so dass bei „Einlass schließt“ Umgebungsdruck herrscht. Damit liegt zu Beginn der Kompressionsphase keine Druckdifferenz zwischen den beiden Messsignalen vor.

$$\text{Anfangsbedingung : } p_{Kist}(ES) = p_{Opt}(ES) = p_{Umg} \quad (6.3)$$

Die Differenz der beiden Druckkurven liefert den Basisverlauf des Thermoschockfehlers.

$$\text{Basisverlauf : } p_{Basis_thermo}(\varphi) = p_{Kist}(\varphi) - p_{Opt}(\varphi) \quad (6.4)$$

Da der Optrand-Sensor keinen messbaren Abkühlungseffekt vorweist, ist durch den Basisverlauf die erste Bedingung nach Gleichung 6.1 erfüllt.

Über einen winkelabhängigen Ausgleichsfaktor wird der Korrekturverlauf so nachkorrigiert, dass nach Öffnen des Auslassventils wieder Umgebungsdruck herrscht. Somit ist die zweite Bedingung nach Gleichung 6.2 erfüllt. Über $\varphi_{Ausgleich}$ wird das Winkelsegment für den Druckausgleich berücksichtigt.

$$p_{Kist}(AOE + \varphi_{Ausgleich}) + p_{thermo}(AOE + \varphi_{Ausgleich}) = p_{Umg} \quad (6.5)$$

$$\text{Korrekturverlauf : } p_{thermo}(\varphi) = p_{Basis_thermo}(\varphi) \cdot A0(\varphi) \quad (6.6)$$

mit

$$A0(\varphi) = \frac{p_{Umg} - p_{Kist}(AOE + \varphi_{Ausgleich})}{p_{Kist}(\varphi) - p_{Opt}(\varphi)} \quad (6.7)$$

6.1.2.5 Vergleich der Referenzsignale

Der Nachteil des sensorsbasierten Referenzdatensatzes gegenüber der Differenzbildung über die Drucksimulation (GT-Power) besteht darin, dass die zweite Bedingung nach Gleichung 6.2 empirisch erzwungen wird. Da die Simulation Effekte wie BLOW-BY³², zylinderspezifische Einflüsse sowie Störungen³³ nicht berücksichtigt, weist das Differenzsignal der sensorsbasierten Referenz eine deutlich geringere Rauigkeit auf als das der Simulation. Durch diesen Effekt kann für die Parameteridentifikation eine höhere Grenzfrequenz des Zustandsvariablenfilters zur Berechnung der zeitlichen Ableitungen gewählt werden. Da die Störkomponenten teilweise im Frequenzbereich des Nutzsignals liegen, werden beim simulierten Referenzdatensatz auch Frequenzanteile aus dem Nutzbereich herausgefiltert.

6.1.3 Auswirkung auf die Nullpunktkorrektur

Die Abbildung 6.6 zeigt die Auswirkung der Thermoschockkorrektur auf die folgende Nullpunktkorrektur p_{Nullp} des Zylinderdruckverlaufs. Betrachtet werden hier der unkompensierte p_{mess} und der kompensierte p_{komp} Druckverlauf für Zylinder 2 und Zylinder 4.

Als Referenzdrucksignal für die Parameteridentifikation des Thermoschockmodells kommt sowohl die simulierte als auch die Sensor-basierte Referenz zum Einsatz. Die Diagramme e) und f) in Abbildung 6.6 zeigen die Thermoschockkompensation nach dem in Abschnitt 5.1.8 dargestellten Verfahren über die Rasteroptimierung.

Die Parametersätze für beide Referenzverläufe werden mit Hilfe von Kaltstartmessungen am vierten Zylinder identifiziert. Bei einem weiteren Kaltstart wird das parametrisierte Thermoschockmodell am Zylinder 2 und Zylinder 4 validiert. Betrachtet man zunächst die Nullpunktkorrekturen der kompensierten Druckverläufe aller Versuche, so ist durch die Thermoschockkorrektur in allen Fällen eine deutliche Verbesserung gegenüber dem unkompensierten Verlauf erkennbar.

Da das Thermoschockmodell in diesem Versuch individuell für den vierten Zylinder parametrisiert wurde, sind hier die besten Ergebnisse zu verzeichnen. Die größeren Abweichungen am zweiten Zylinder sind zum einen über die sensorindividuellen Eigenschaften und durch den Einbauort im Zylinderkopf erklärbar.

Das bestimmende Kriterium für die Optimierung der Modellparameter nach dem Rasterverfahren, (vgl. Abschnitt 5.1.8) ist der ermittelte Offsetfehler der folgenden Nullpunktkorrektur. Somit liefert dieses Verfahren wie erwartet die besten Ergebnisse. Weiterhin wird deutlich, dass die Identifikation mit Hilfe der sensorbasierten Referenz bessere Ergebnisse liefert als durch das simulationsbasierte Verfahren. Bei der Identifika-

³² Kompressionsdruckverluste, die auf Undichtigkeit des Brennraums zurückzuführen sind. Diese können u.a. Spalten zwischen Kolben und Zylinder sein

³³ Unvermeidbare Störungen können z.B. durch Körperschallschwingungen der Ventilsteuerung entstehen.

tion konnte auf Grund der geringen Rauigkeit die Grenzfrequenz des Zustandsvariablenfilters höher ausgelegt werden, so dass sich die Auswirkung der Filterfrequenz unmittelbar im Ergebnis widerspiegelt.

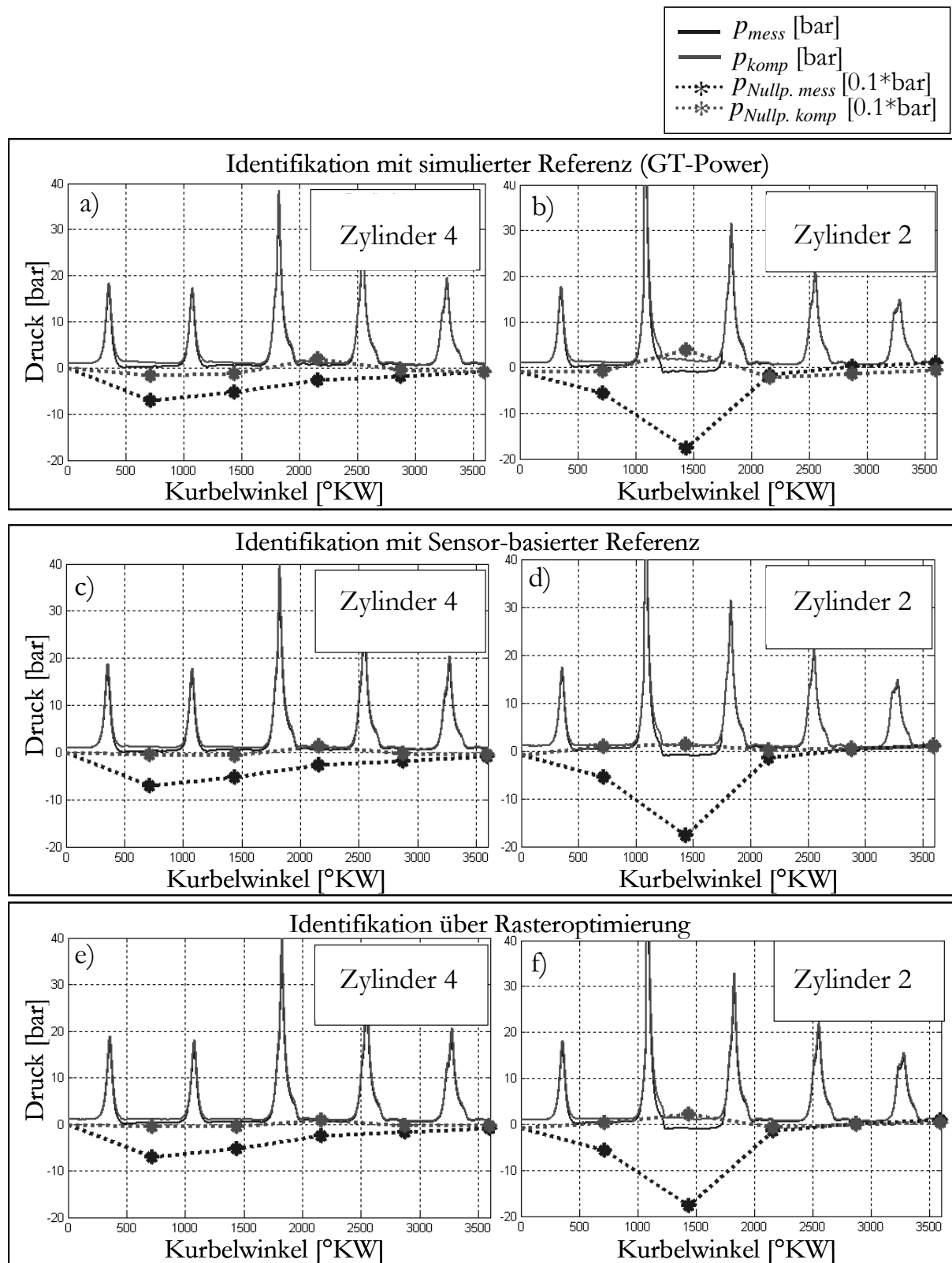


Abbildung 6.6: Auswirkung der Kompensation auf die Nullpunktkorrektur

Tabelle 6-1 zeigt einen zusammenfassenden Überblick der erforderlichen Nullpunkt-korrektur nach der ersten Verbrennung der verschiedenen Verfahren. Dargestellt ist der relative Eingriff der Nullpunktkorrektur bezogen auf die notwendige Korrektur des unkompensierten Druckverlaufs.

Verfahren	Ohne	Simulation	Sensor basiert	Rasteropt.
Zylinder 2	100%	22%	19%	11%
Zylinder 4	100%	22%	12%	7%

Tabelle 6-1: Relativer Eingriff der Nullpunktkorrektur nach der ersten Verbrennung

6.1.4 Auswirkung auf das Saugrohrmodell

In Abschnitt 4.2.4 wurde ein zylinderdruckbasiertes Verfahren zur Berechnung der Zustandsgrößen im Saugrohr vorgestellt. Ein Vergleich des gemessenen Saugrohrdrucks mit dem modellierten Druck zeigt, dass der Zylinderdruck durch den Temperatureinfluss ab Motorstart dermaßen verfälscht ist, dass eine Thermoschockkorrektur zwingend erforderlich ist. In Abbildung 6.7 ist der gemessene und der modellierte Saugrohrdruck bei kompensierten und unkompensierten Zylinderdruckdaten gegenübergestellt.

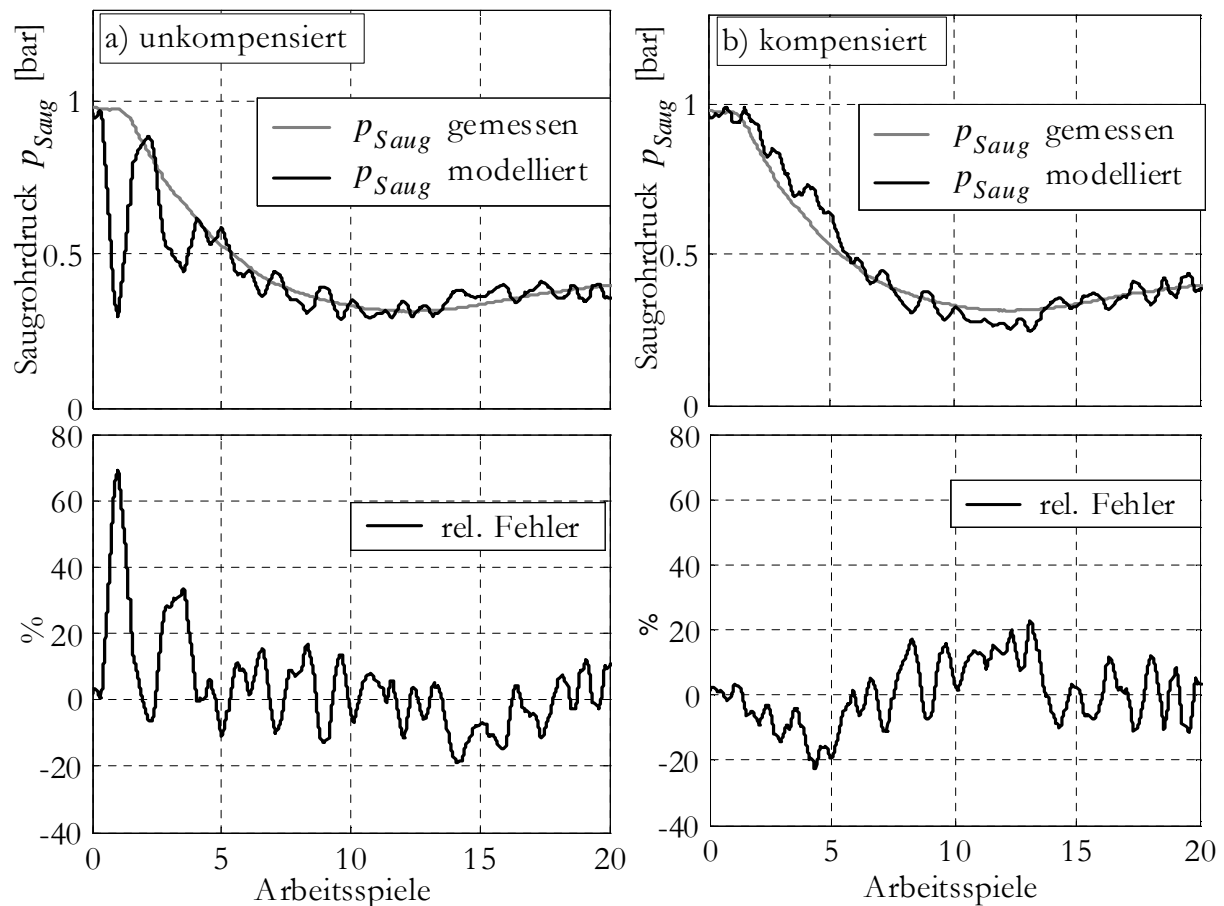


Abbildung 6.7: Startverhalten des zylinderdruckbasierten Saugrohrmodells

a) mit Thermoschockfehler b) mit Fehlerkompensation

Ein thermoschockkompensierter Druckverlauf zur Modellierung der Zustandsgrößen im Saugrohr zeigt eine deutliche Verbesserung in der zylinderdruckbasierten Berechnung des Saugrohrdrucks gegenüber der aus Abschnitt 4.2.4 bekannten, unkompensierten Methode. Ein relativer Fehler von 20% gegenüber 70% zeigt das Potenzial der Fehlerkorrektur. Der verbleibende Restfehler macht deutlich, dass für den Start bei den hier untersuchten Sensoren eine zylinderdruckbasierte Füllungserfassung nach der Befüll- und Entleer-Methode keine Vorteile gegenüber einer konventionellen Saugrohrdruckerfassung liefert.

In der rechten Abbildung 6.7 ist erkennbar, dass das modellierte Signal kurzzeitig abdriftet. Eine Verbesserung kann durch eine Adaption der Modellgröße erfolgen, indem zwar die Massenströme über die Durchflussgleichung (Gl. 4.21) präzisiert werden, der eigentliche Saugrohrdruck jedoch nicht als integrale Größe nach Gleichung 4.20 berechnet wird. Mit Hilfe eines Sensors wird der Saugrohrdruck gemessen und bewirkt eine Stabilisierung der modellierten Massenströme, so dass ein Abdriften des Modells durch die vermeidbare Integration ausbleibt.

6.2 Realisierung und Ergebnisse der Lambdamodellierung

In Kapitel 5.3 wurden neue Ansätze aufgezeigt, wie mit Hilfe des Summenheizverlaufs das Luft-Kraftstoffverhältnis modelliert werden kann. Die Modellansätze werden in die Steuergerätesoftware umgesetzt und anschließend validiert. Dieses Kapitel 6.2 zeigt ergänzend zu den Abschnitten 5.3.1 und 5.3.2 die Struktur der Modelle, Messergebnisse sowie eine Bewertung der Verfahren.

6.2.1 Struktur des Lambdamodells

Als Basisfunktion für die Lambdamodellierung nach Abschnitt 5.3.1.2, muss unter Berücksichtigung der messbaren Quereinflüsse ein theoretischer Verbrennungskennwert für $\lambda=1$ berechnet werden (VKW_{stoech}). Als Eingangsgrößen für das Lambdamodell ist das Lambdaäquivalent als Differenz vom stöchiometrischen zum gemessenen Verbrennungskennwert (ΔVKW) sowie die Kühlmitteltemperatur erforderlich.

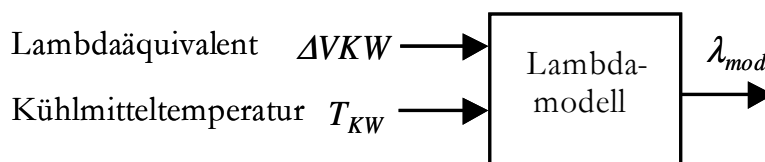


Abbildung 6.8: Lambdamodell

Für die Identifikation der Modellparameter wird während der Motorwarmlaufphase das Luftkraftstoffverhältnis variiert und sowohl die Kühlmitteltemperatur als auch der Verbrennungskennwert aufgezeichnet. Dabei ist der gemessene VKW_{mess} bei stöchiometrischer Verbrennung die Basisgröße für die Differenzbildung zur Berechnung von ΔVKW . Der

nichtlineare Zusammenhang zwischen Lambdaäquivalent und Lambda lässt sich über einen quadratischen Polynomansatz nach Gleichung 6.8 abbilden. Der Kühlmiteleinfluss wird über einen additiven Korrekturfaktor berücksichtigt.

$$\lambda_{Modell}(\Delta V\tilde{K}W, \tilde{T}_{KW}) = a_0 + a_1 \cdot \Delta V\tilde{K}W + a_2 \cdot \Delta V\tilde{K}W^2 + a_3 \cdot \tilde{T}_{KW} \quad (6.8)$$

Die Modellparameter werden mit Hilfe der normierten Messdaten über das Least-Square-Verfahren ermittelt.

6.2.2 VKW-Modell

Die Abbildungen 6.9 und 6.10 und zeigen zwei unterschiedliche Verfahren zur Approximation des VKW_{stoch} nach Gleichung 5.72. Als mögliche Funktionsapproximatoren kommen im Rahmen dieser Arbeit sowohl statische Polynommodelle als auch 2-dimensionale Kennfelder zum Einsatz.

6.2.2.1 VKW-Polynommodell

Die Anzahl der Eingangsparameter beim Polynommodell ist theoretisch unbegrenzt und kann die Anforderungen für Gleichung 5.72 problemlos berücksichtigen. Der Aufbau des Polynoms erfolgt mit Hilfe der Ergebnisse aus den Voruntersuchungen nach Abschnitt 5.3.1.2. Ein Vergleich mit Abbildung 5.19 lässt hierbei einen linearen Einfluss von Zündwinkel (α_{zw}) und Saugrohrdruck sowie einen quadratischen Einfluss der Drehzahl erwarten.

$$VKW_{theo}(\tilde{n}_{Mot}, \tilde{P}_{Saug}, \alpha_{zw}) = b_0 + b_1 \cdot \tilde{n}_{Mot} + b_2 \cdot \tilde{P}_{Saug} + b_3 \cdot \alpha_{zw} + b_4 \cdot \tilde{n}_{Mot}^2 \quad (6.9)$$

Die erforderliche Modelladaption für verschiedene Kraftstoffqualitäten wird über den additiven Term VKW_{korr} berücksichtigt.

$$VKW_{stoch}(\tilde{n}_{Mot}, \tilde{P}_{Saug}, \alpha_{zw}) = VKW_{theo}(\tilde{n}_{Mot}, \tilde{P}_{Saug}, \alpha_{zw}) + VKW_{korr} \quad (6.10)$$

Auch bei diesem Polynomansatz werden die Eingangsvariablen und die Zielgröße mit Hilfe ihrer Maximalwerte normiert. Für die Bedatung der Polynomkoeffizienten werden die Drehzahl, die Last und der Zündwinkel im Rasterverfahren bei stöchiometrischem Luft-Kraftstoffverhältnis variiert. Die Identifikation der Modellparameter erfolgt mit Hilfe der gemessenen Daten in bekannter Weise im Sinne der Least-Square-Bedingung.

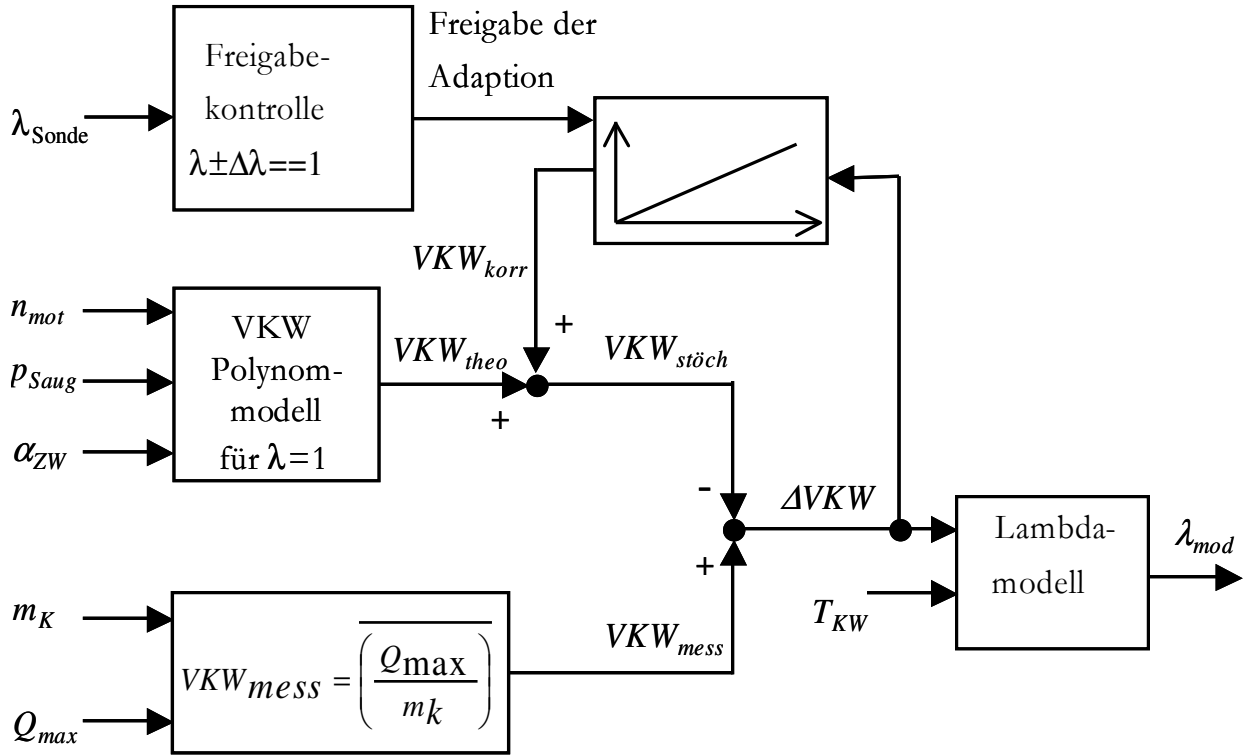


Abbildung 6.9: Lambdamodell mit VKW-Polynommodell und Adaption

6.2.2.2 Kennfeldbasierte Approximation

Die kennfeldbasierte Approximation berücksichtigt nur zwei Eingangsparameter und wird über ein Rasterkennfeld mit $N \cdot M$ Stützstellen aufgebaut. Der Modellausgangswert berechnet sich über eine lineare Interpolation zwischen den Stützstellen. Kenngrößen, die von der Last und der Drehzahl abhängen, werden im Motorsteuergerät in der Regel als Last-Drehzahl-Kennfelder realisiert. Wird der Zündwinkel beispielsweise auch über ein solches Kennfeld berechnet, so muss dieser im theoretischen Verbrennungskennwert nicht weiter berücksichtigt werden, da für jede Stützstelle im Basiskennfeld ($VKW_{BasisKF}$) der zugehörige Zündwinkel konstant ist. Der Zündwinkleinfluss wird somit indirekt bei der Applikation von $VKW_{BasisKF}$ berücksichtigt.

Bei der kennfeldbasierten Methode wird der Korrekturanteil VKW_{korr} anders als bei der Polynommethode nicht global, sondern individuell für jeden Drehzahl-Lastpunkt im Adaptionskennfeld gehalten, so dass eine Betriebspunkt individuelle Adaption möglich ist.

$$VKW_{stoch} = VKW_{BasisKF}(n_{Mot}, p_{Saug}) + VKW_{AdaptKF}(n_{Mot}, p_{Saug}) \quad (6.11)$$

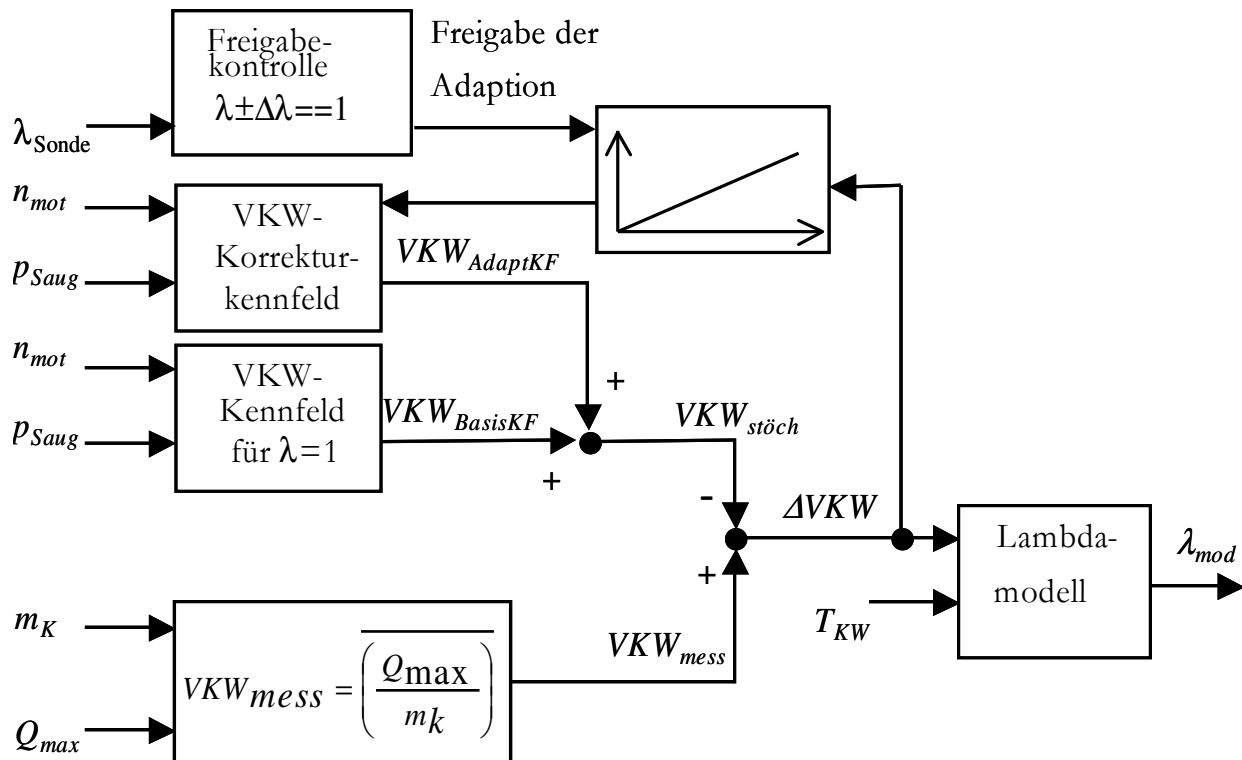


Abbildung 6.10: Lambdamodell mit VKW- und Adaptionkennfeld

6.2.2.3 Vergleich der Verfahren

Besonders dann, wenn die Zündwinkelberechnung keine einfache Abhängigkeit von Last- und Drehzahl darstellt, muss dieser Einfluss bei der Modellierung von VKW_{theo} berücksichtigt werden. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn bei einer zylinderdruck-basierten Motorsteuerung die optimale Verbrennungsschwerpunktlage über den Zündwinkel eingeregelt wird. In diesem Konzept wird das zweite Verfahren die Variabilität des Zündwinkels nicht berücksichtigen können. Tabelle 6-2 gibt einen Überblick über die Vor- und Nachteile der hier untersuchten Methoden.

Verfahren	VKW_{theo} -Polynom	VKW_{theo} -Kennfeld
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> • Mehrdimensional • Zündwinkel wird individuell berücksichtigt 	<ul style="list-style-type: none"> • Arbeitspunkt individuelle Korrektur • VKW-Kennfeld zylinderindividuell
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> • VKW-Profil nicht zylinderindividuell • Arbeitspunkt unabhängiger Adaptionsoffset 	<ul style="list-style-type: none"> • nur zulässig, wenn $\alpha_{ZW} = f(n_{mot}, Last)$ • Adaption Korrekturkennfeld nur zulässig bei kleinen Gradienten

Tabelle 6-2: Gegenüberstellung der Verfahren zur Approximation des Verbrennungskennwertes für $\lambda=1$

6.2.3 Bewertung des Verfahrens

Abbildung 6.11 zeigt Messergebnisse der Lambdamodellierung sowie die Modelladaption nach dem Wechsel der Kraftstoffsorte. Der Versuchsträger wird zunächst mit Sommerkraftstoff (siehe Kraftstoffsorte 1 der Kraftstoffanalyse in Anhang [A.4]) betrieben, um das Modell im Vorfeld mit Hilfe von Messdaten zu parametrieren.

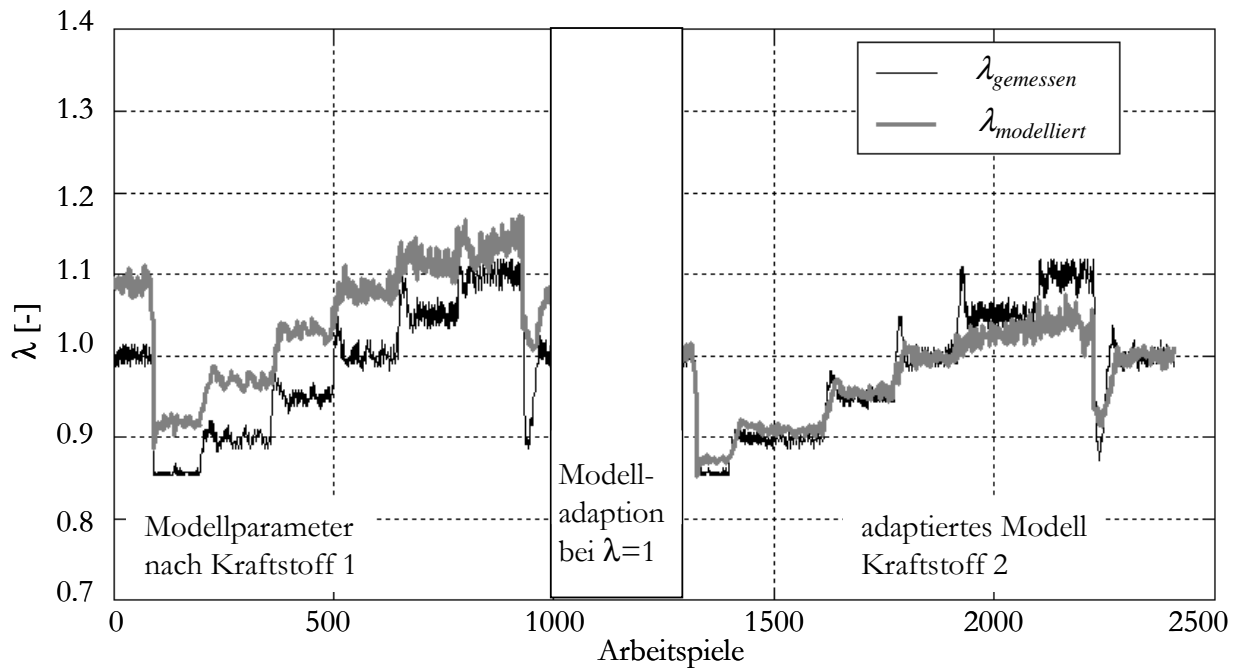


Abbildung 6.11: Lambdavarisation und Modelladaption mit Kraftstoffsorte 2

Vor dem eigentlichen Versuchsablauf wird der Sommerkraftstoff durch Winterkraftstoff (Kraftstoffsorte 2 in Anhang [A.4]) ersetzt. In den ersten Arbeitsspielen wird der Motor zunächst stöchiometrisch bei $\lambda=1.00$ betrieben. Das Modell berechnet in diesem Arbeitspunkt ein Lambda λ von 1.09 und hat somit einen Modellfehler von 9%. Es ist deutlich erkennbar, dass der für Kraftstoffsorte 1 identifizierte Parametersatz für die neue Kraftstoffsorte wie erwartet seine Gültigkeit verliert. Ausgehend von $\lambda=0.85$ wird der Sollwert in den ersten 1000 Arbeitsspielen mit Hilfe eines Lambda-Reglers treppenförmig bis $\lambda=1.1$ hoch geregelt. Auch bei unterschiedlichen Luft-Kraftstoffverhältnissen bestätigt sich der Einfluss der Kraftstoffqualität auf die Güte des Modells. Ab Arbeitsspiel 1000 wird dann die Modelladaption aktiviert. Nach ca. 300 Arbeitsspielen ist das Modell über das in Abschnitt 5.3.1.4 dargestellte Adoptionsverfahren korrigiert und die Adaption wird wieder deaktiviert. Nun wird die treppenförmige Lambdavarisation ausgehend von $\lambda=0.85$ wiederholt. Im fetten Bereich zeigt das Modell gute Übereinstimmung mit dem gemessenen Luftverhältnis. Da der funktionale Zusammenhang vom Verbrennungskennwert und Luftverhältnis nur bedingt invertierbar ist, kann das Modell den mageren Betrieb wie erwartet nur bis zu einer oberen λ -Grenze von $\lambda < 1.03$ vertrauensvoll abbilden.

Für praktische Anwendungen dürfte das Modell für Magerlaufkonzepte eher ungeeignet sein. Vielmehr würde sich ein Einsatz bei Katalysatorkonzepten mit Sekundärluft oder bei stöchiometrischem Betrieb in Verbindung mit einem Drei-Wege-Katalysator anbieten.

6.3 Gradientenmodell zur Lambda-Schätzung

In Abschnitt 5.3.2 wird für die Schätzung des Luft-Kraftstoffverhältnisses ein Gradientenmodell entwickelt, das ohne Modellierung der Quereinflüsse mit Hilfe des reziproken Verbrennungskennwertes ein mittleres Luftverhältnis identifiziert. Die Berechnung der Modellgröße erfolgt bei sinusförmiger Kraftstoffmassenschwingung mit Hilfe des rekursiven Least-Square-Schätzers. Die Herleitung der Modellstruktur sowie Restriktionen für die drei Applikationsgrößen

- Vergessens-Faktor
- Frequenz der Kraftstoffmassenschwingung
- Amplitude der Kraftstoffmassenschwingung

sind bereits in Kapitel 5.3.2.4 (S.112) dargestellt.

Mit Hilfe einer offline Simulation werden im Folgenden die Einflüsse der Applikationsgrößen auf die Güte der Lambdaschätzung untersucht. Danach werden Ergebnisse aus der Simulation mit Messungen am Fahrzeug gegenübergestellt. Abschließend erfolgt eine Bewertung des Verfahrens.

6.3.1 Simulation des reziproken Verbrennungskennwertes

Mit Hilfe einer "Offline"-Simulation soll im Vorfeld die Funktionsfähigkeit des Gradientenmodells sowie die Variationsmöglichkeit der Applikationsgrößen analysiert werden. Hierfür wird zunächst ein Modell zur Berechnung eines rekursiven Verbrennungskennwertes entwickelt. In Anlehnung an Abbildung 5.23; S. 109, wird der Zusammenhang von $\phi = 1/\lambda$ und $RVKW$ als quadratisch angenommen und mit Hilfe der statischen Polynomregression abgebildet. Die Polynomkoeffizienten werden mit Hilfe von Messdaten identifiziert. Um Kraftstoffqualitätsunterschiede zu berücksichtigen, kann der Offset in der Simulation von Hand nachmanipuliert werden. Da dem realen Verbrennungskennwert ein nicht vernachlässigbares Grundrauschen überlagert ist, wird dem simulierten $RVKW$ ebenfalls ein Störanteil aufgeprägt. Die Störamplitude ist konfigurierbar und wird so angepasst, dass das Streuband der Simulation mit der Messung am Versuchsmotor übereinstimmt.

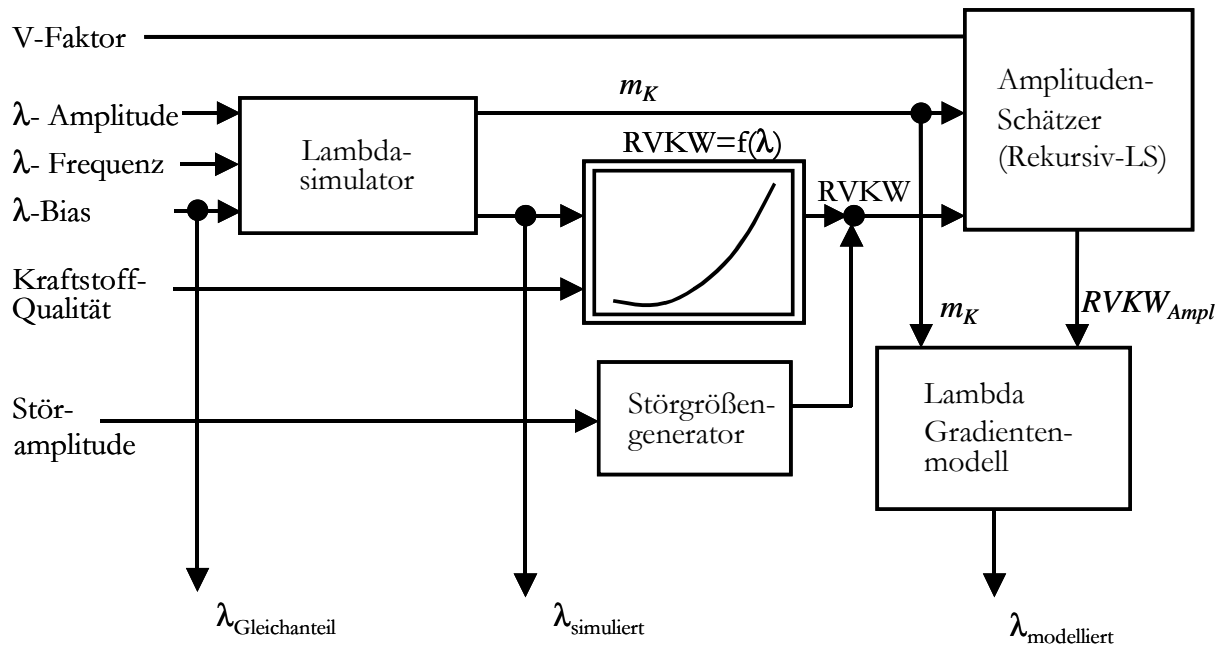


Abbildung 6.12: Simulation Gradientenmodell mit RLS-Schätzung

Die Lambdasimulation berechnet einen sinusförmigen λ -Verlauf nach Vorgabe von Bias, Amplitude und Frequenz. Die Berechnung der Kraftstoffmasse m_K basiert auf Gleichung 4.42 (Abschnitt 4.4.2.); die Luftmasse wird innerhalb der Simulation als konstant betrachtet. Der Amplituden-Schätzer sowie das Lambda-Gradientenmodell in Abbildung 6.12 wurden bereits in Abschnitt 5.3.2 vorgestellt und sind die übertragbaren Kernfunktionen für den tatsächlichen Betrieb am Versuchsmotor. Implementiert ist der Amplitudenschätzer als rekursiver Least-Square-Algorithmus, um schon offline das Einschwingverhalten für den späteren Steuergeräteinsatz abschätzen zu können. Abbildung 6.13 zeigt beispielhaft die Auswirkungen der Applikationsvariablen auf die Qualität der Lambdamodellierung.

Betrachtet man den relativen Fehler nach einem Lambdasprung, so wird deutlich, dass das Gradientenmodell durch den rekursiven Schätzalgorithmus eine sichtbare Einschwingzeit benötigt. Zusammenfassend zeigt die Simulation, dass sich mit zunehmender Amplitude der Kraftstoffmassenschwingung auch das Schätzergebnis verbessert. Begründet wird das Verhalten durch eine Erhöhung des Nutz- zu Störverhältnisses vom reziproken Verbrennungskennwert. Ferner zeigt die Simulation den Frequenzeinfluss der Kraftstoffmassenschwingung auf das Schätzergebnis.

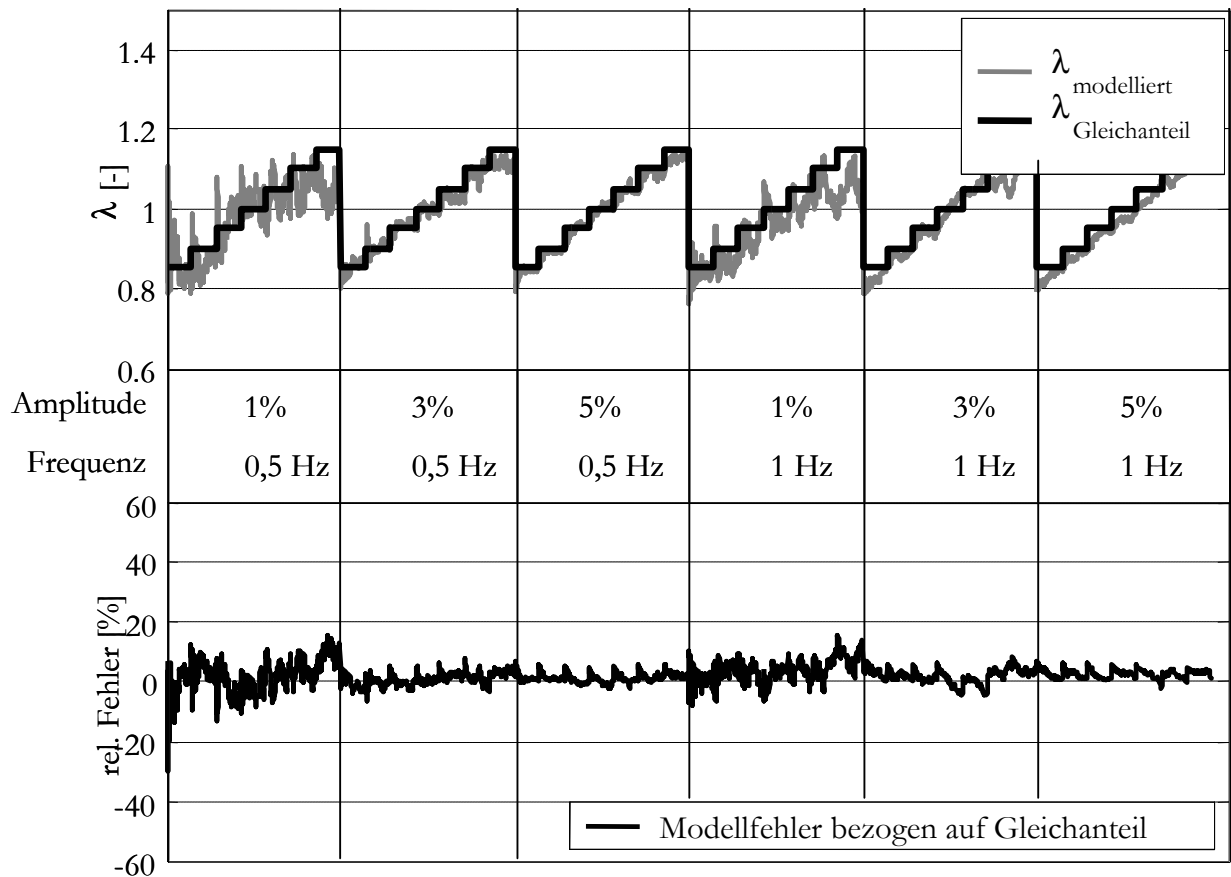


Abbildung 6.13: Variation der Applikationsgrößen am Gradientenmodell in der Simulation

In der Praxis darf eine obere Grenzfrequenz auf Grund des Shannon-Theorems und der Wandfilmeffekte nicht überschritten werden. In der Simulation wurde eine Drehzahl von 2000 U/min vorgegeben, die beim 4-Takt-Motor zu einer zylinderselektiven Einspritzfrequenz von 8,33 Hz führt. Gegenüber der Kraftstoffmassenschwingung mit 1 Hz (Abbildung 6.13) liegt die Abtastfrequenz um den Faktor 8,33 höher, so dass die Shannon-Bedingung nach Gl. 5.93 erfüllt ist.

6.3.2 Messergebnisse am Fahrzeug

Am Fahrzeug erfolgt die Variation der Applikationsgrößen in gleicher Weise. Abbildung 6.14 zeigt die Messergebnisse am Fahrzeug. Die Messungen zeigen quantitativ das gleiche Verhalten wie die Simulation. Jedoch zeigt das reale Experiment die Auswirkungen von Verbrennungsaussetzern. Abhängig vom Vergessensfaktor können derartige Störungen im Fahrbetrieb das Schätzergebnis über längere Zeit verfälschen. Damit diese Querempfindlichkeit keinen unmittelbaren Einfluss auf die Identifikation der RVKW-Amplitude hat, wird dem RLS-Schätzer ein Gradientenfilter vorangestellt. Dieses Filter kontrolliert die Gradienten des reziproken Verbrennungskennwertes und filtert im Vorfeld unplausible Werte im Umsetzungsgrad der Verbrennungen (Aussetzer) heraus.

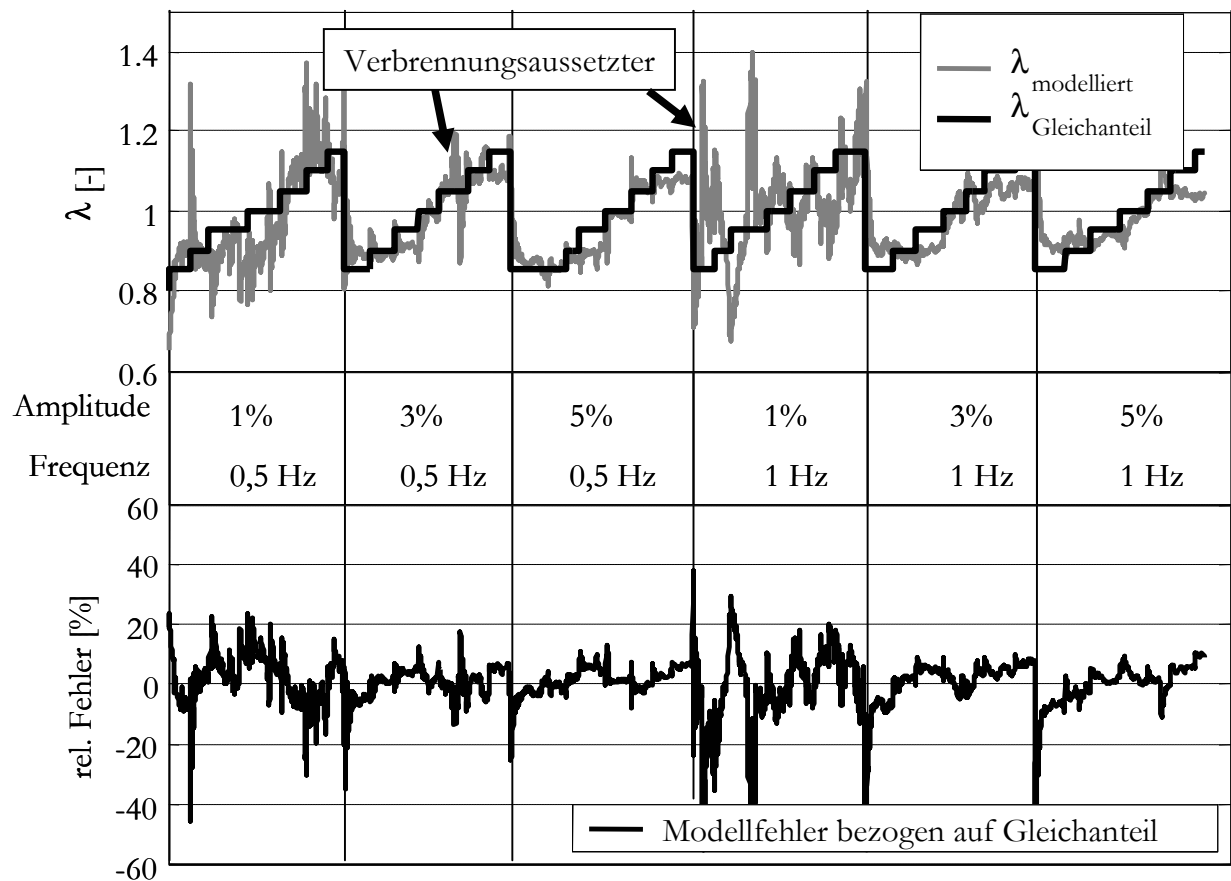


Abbildung 6.14: Variation der Applikationsgrößen am Versuchsmotor

6.3.3 Bewertung des Verfahrens

Das ursprüngliche Ziel, durch die Fluktuation der Kraftstoffmasse im “normalen” Motorbetrieb eine ausreichende Systemanregung zu erhalten, scheitert in der Praxis auf Grund des hohen Rauschanteils im Verbrennungskennwert. Hierdurch ist es zwingend notwendig, das System über eine Testfunktion beispielsweise über eine Kraftstoffmassenschwingung anzuregen.

Abbildung 6.15 zeigt den Vergleich der Simulation mit der Messung am Versuchsmotor. In beiden Versuchen wird das Luft-Kraftstoffverhältnis treppenförmig variiert. Mit Gradientenfilter verbessert sich das Schätzergebnis deutlich gegenüber den Ergebnissen ohne Filter. Die Tatsache, dass der Zusammenhang zwischen Luftverhältnis und Verbrennungskennwert im Mageren nicht invertierbar ist, wirkt sich auch auf die Qualität des Gradientenmodells in diesem Betriebsbereich aus. Die Annahme, dass sich Einflüsse der Kraftstoffqualität auf die Güte des Modells nicht auswirken bestätigt sich sowohl in der Simulation als auch am Versuchsmotor. Erfahrungen am Simulator und am Fahrzeug zeigen, dass das Modell nur einer unteren Grenzamplitude von ca. 3% des Gleichanteils und bei einer unteren Grenzfrequenz bis zu 0,5 Hz eine zuverlässige Schätzung liefert. Im eingeschwungenen Zustand wird ein Modellfehler von unter 1% erreicht. Insgesamt muss jedoch festgestellt werden, dass das System für das Einschwingen des rekursiven Schätzers eine nicht vernachlässigbare Zeit benötigt. Dieser Effekt wird in Abbildung 6.15 nach jedem Lambda-

sprung deutlich. Durch einen kleinen Wert für den Vergessensfaktor kann zwar die Einschwingzeit begünstigt werden, jedoch zeigt dann das Schätzergebnis wie erwartet eine höhere Rauigkeit.

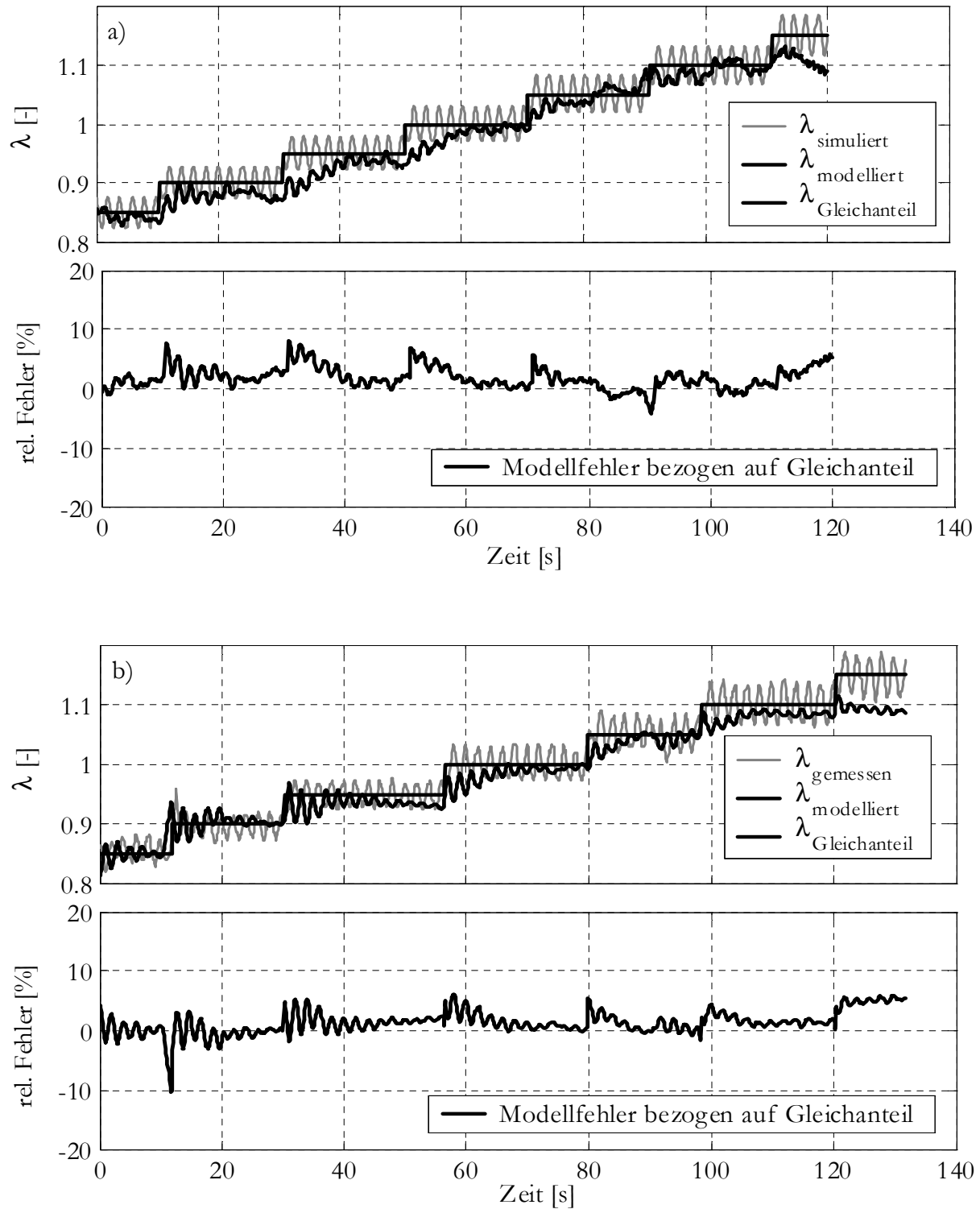


Abbildung 6.15: Vergleich Simulation mit Fahrzeugmessung

a) Simulation b) Fahrzeugmessung mit Gradientenfilter

Die Untersuchungen zeigen bei hohen Lambdagradienten lange Einschwingzeit von bis zu 20 Sekunden. Für eine λ -Regelung der Warmlaufphase sind deshalb weitere Maßnahmen zur Verbesserung der Modellgüte erforderlich. Als Zusatzmaßnahme kann eine adaptive Vorsteuerung der identifizierten Parameter dienen, indem Schätzergebnisse aus der Vergangenheit als Basiswert für den Arbeitspunkt herangezogen werden. In diesem Fall verkürzt sich der Einschwingvorgang, da nur noch geringe Modellabweichungen adaptiert werden müssen. Die folgende Abbildung 6.16 zeigt die Modellgüte einer quasistetigen Lambdavariation. Bei kleinen Änderungen des Luftverhältnisses hat der zuletzt geschätzte Parametersatz nur eine geringe Differenz zum neuen Basiswert. Damit hat die Einschwingzeit keinen sichtbaren Einfluss auf die Modellgröße. Werden zudem keine hohen Anforderungen an die Modelldynamik gestellt, so kann die Mittelung der modellierten Größe eine weitere Verbesserung des Schätzergebnisses liefern.

Als Anwendungsfall für eine stationäre Lambdaschätzung sei die On-Board-Diagnose der λ -Sonde zu nennen. Des Weiteren könnten z.B. auch der Referenzwert für die in Abschnitt 5.3.1.4 dargestellte Adaption der λ -Modellierung über das Gradientenmodells geliefert werden.

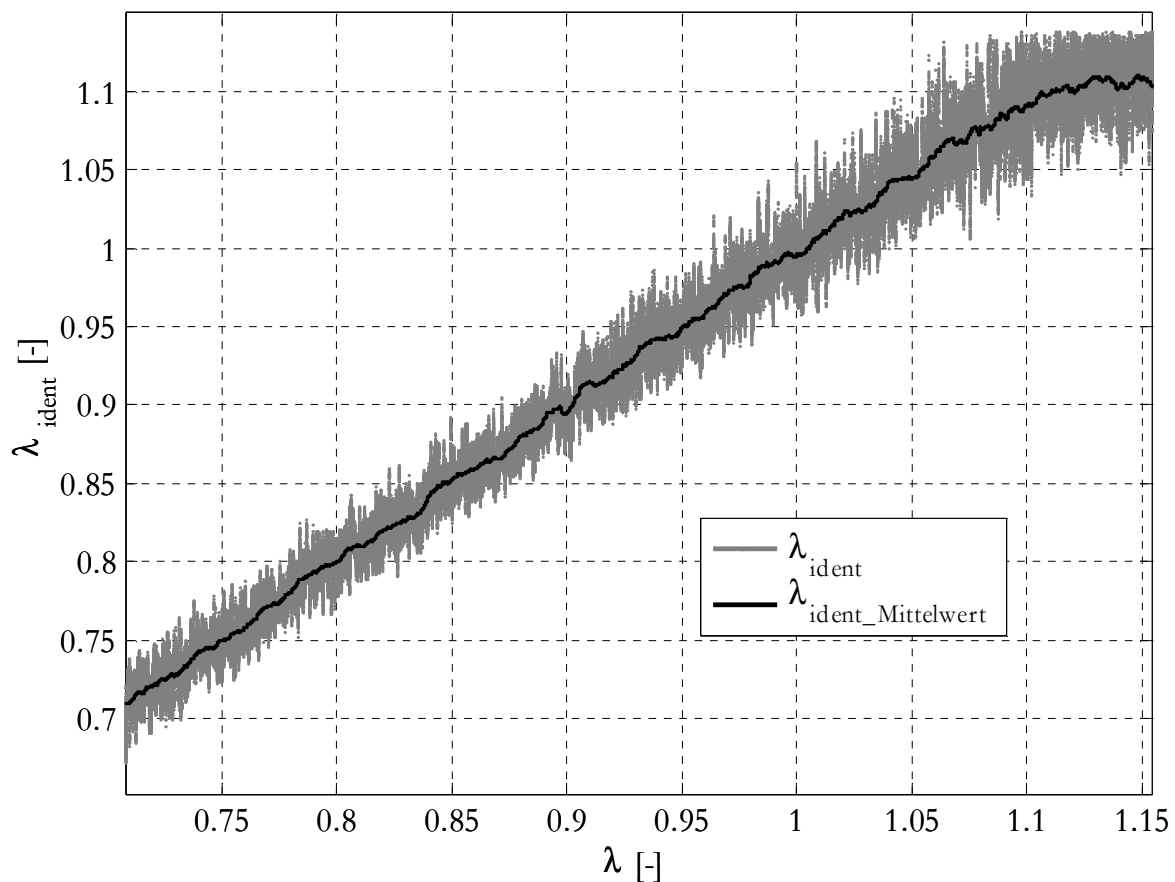


Abbildung 6.16: Über das Gradientenmodell geschätzte Lambda bei quasistetiger Lambdavariation

6.4 Realisierung und Verwendung des HC-Modells

In Kapitel 5.3.3 wurde ein empirisches Modell zur Berechnung der Kohlenwasserstoff-Konzentration auf Basis von Zylinderdruckinformationen entwickelt. Auf Basis dieses HC-Modells wird im Folgenden eine mögliche Magerlaufregelung vorgestellt, die den Verbrennungsmotor an seiner individuellen Magerlaufgrenze betreiben kann.

6.4.1 Magerlaufgrenze über HC-Modell

Die λ -Abhängigkeit der HC-Konzentration ist in Abbildung 6.17 dargestellt. Die Diagramme zeigen die mit dem FFID gemessene und die nach Abschnitt 5.3.3 über Gleichung 5.102 modellierte HC-Konzentration in einem Versuchsablauf, bei dem die Kraftstoffmasse bei konstantem Luftmassenstrom sinusförmig variiert wird. Die Auswirkung auf das Luft-Kraftstoffverhältnis wird mit einer schnellen Breitband-Sonde (LA3) gemessen und ist im unteren Diagramm sinusförmig dargestellt.

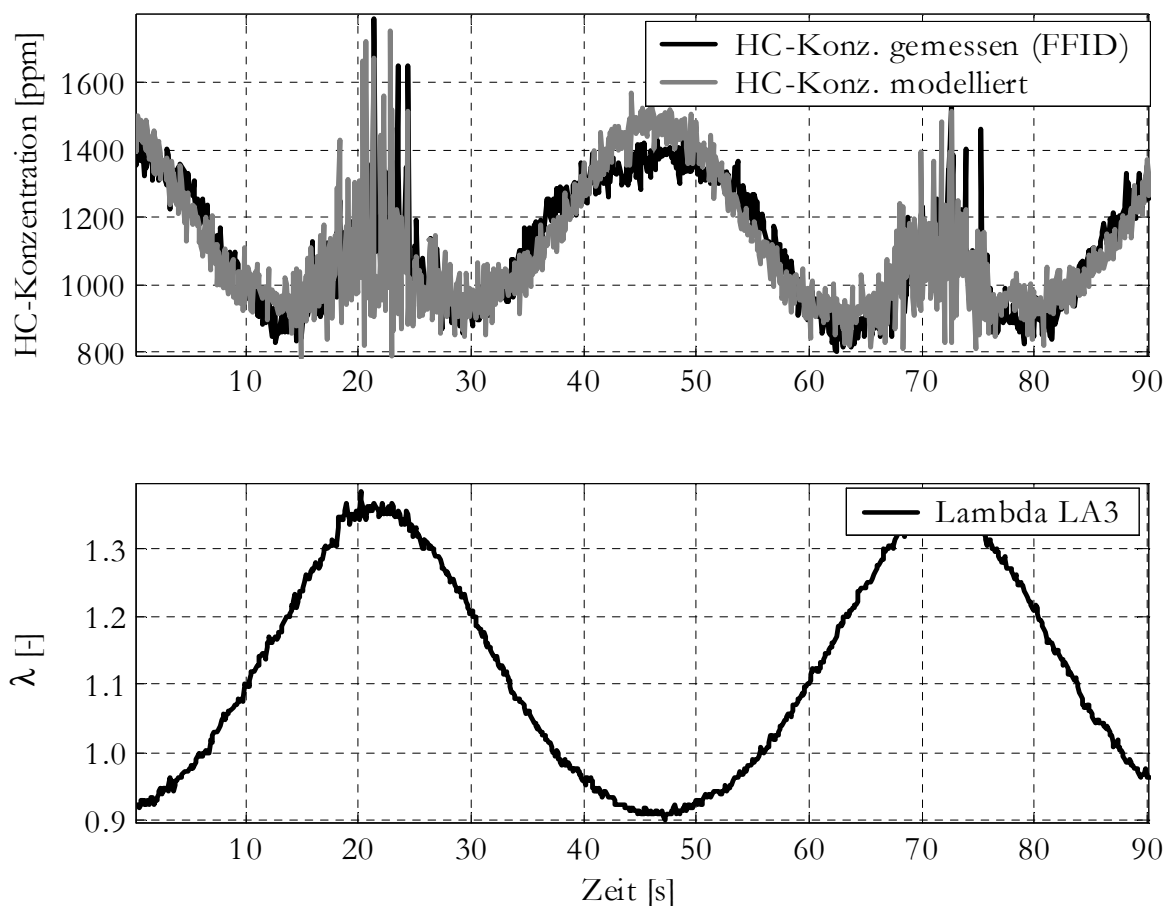


Abbildung 6.17: Auswirkung einer λ -Variation auf die HC-Konzentration

Ausgehend von $\lambda=0,9$ (Kraftstoffüberschuss) wird das Gemisch zunächst abgemagert. Da bei Luftmangel der Kraftstoff nicht vollständig umgesetzt wird, ist im Motorabgas eine

vergleichbar hohe HC-Konzentration zu beobachten. Der hohe HC-Anteil resultiert infolge teilverbrannter und unverbrannter Kohlenwasserstoffe, der sich jedoch bei weiterem Abmagen zunächst reduziert. Wird allerdings die Magerlaufaufgrenze überschritten, so steigt die HC-Konzentration wieder an. Als Ursache hierfür ist eine unvollständige Verbrennung infolge der langsamen Brenngeschwindigkeit zu nennen. Weitere Gründe für die steigende HC-Konzentration können in der nicht vollständig homogenen Gemischverteilung zu finden sein, die insbesondere beim mageren Motorbetrieb zum lokalen Löschen der Flammenfront führt. Das Auftreten von Verbrennungsaussetzern stellt eine natürliche Grenze für den Magerbetrieb der Verbrennungskraftmaschine dar, die nicht überschritten werden darf.

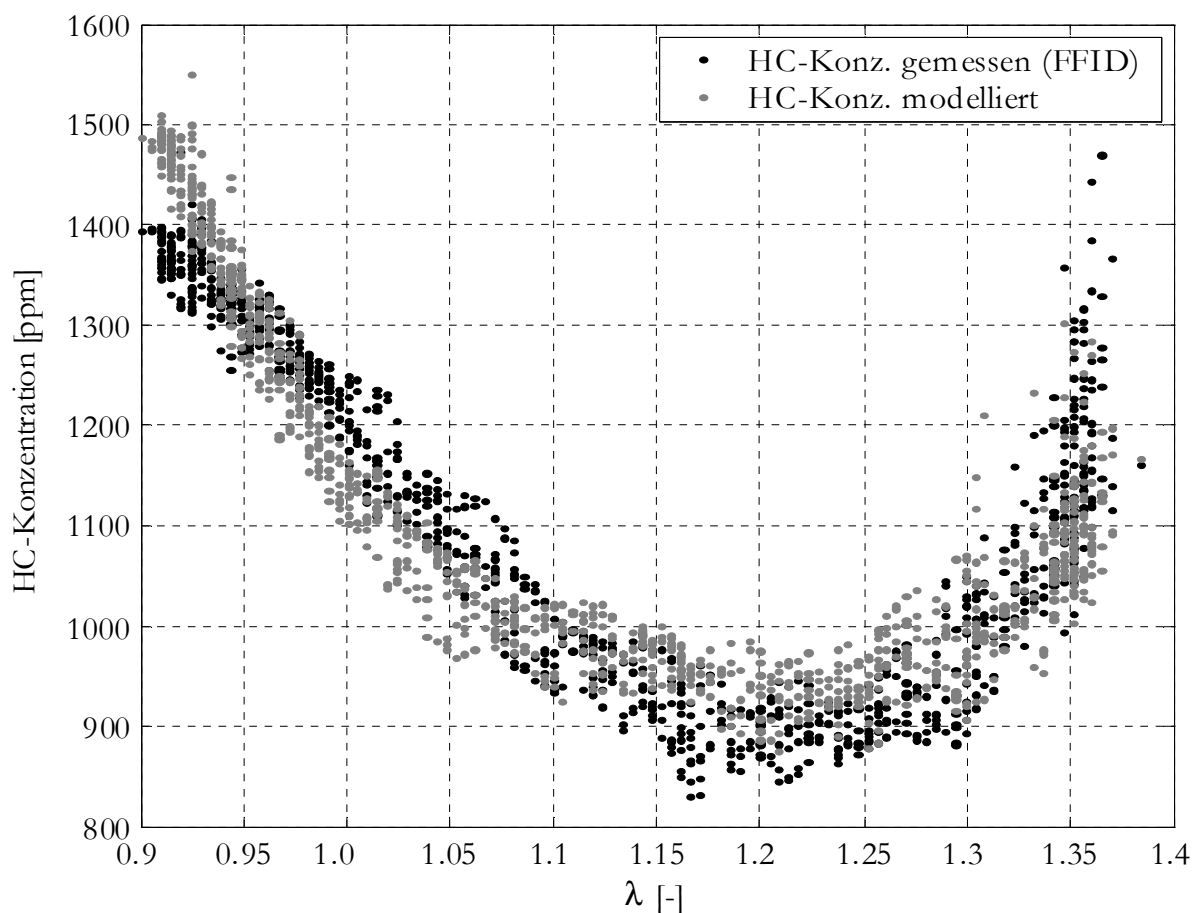


Abbildung 6.18: λ -Abhängigkeit der HC-Konzentration

Die Abbildung 6.18 zeigt die gemessene und modellierte HC-Konzentration in Abhängigkeit des Luft- Kraftstoffverhältnisses. Sowohl die Messung als auch das Modell liefert für diesen Arbeitspunkt (800U/min, $p_{Saug}=400\text{mbar}$) eine Magerlaufgrenze sichtlich bei $\lambda=1.2$ bei minimaler HC-Konzentration.

6.4.2 Magerlaufregelung über das HC-Modell

Mit Hilfe der modellierten Kohlenwasserstoff-Konzentration soll im Folgenden eine Regelung dargestellt werden, die eine Adaption der Kraftstoffmasse für Magerlaufkonzepte ermöglicht. Abbildung 6.19 zeigt schematisch den Zusammenhang zwischen Kraftstoffmasse und HC-Konzentration bei konstantem Luftmassenstrom.

Der Gradient der HC-Konzentration in Abhängigkeit der Kraftstoffmassenänderung liefert ein Kriterium für die Magerlaufgrenze. Genau an der Magerlaufgrenze findet bei gleich bleibender Kraftstoffmassenänderung ein Vorzeichenwechsel im Konzentrationsgradienten statt. Aus mathematischer Sicht hat der kraftstoffabhängige HC-Konzentrationsverlauf an der Magerlaufgrenze sein Minimum, so dass der Gradient an diesem Punkt theoretisch Null ist.

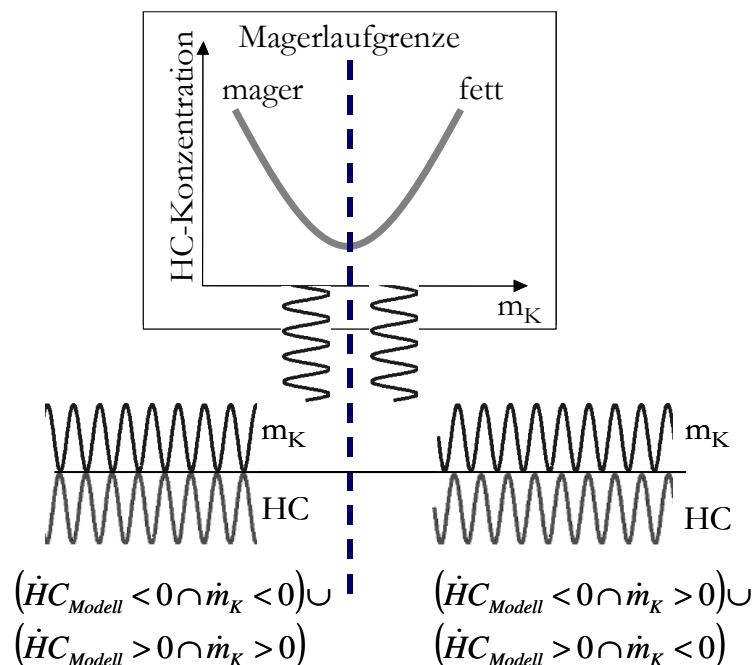


Abbildung 6.19: Gradientenbetrachtung an der Magerlaufgrenze

Der Gradient kann theoretisch durch numerische Differentiation gebildet werden. Wie aber in Abbildung 6.18 unschwer zu erkennen ist, sind der gemessenen und der modellierten HC-Konzentration ein unvermeidbarer Rauschanteil überlagert, der in den numerischen Ableitungen zu großen Fehlern führt. Bekannte Ursachen hierfür sind in den zyklischen Schwankungen des Ottomotors begründet, die durch Gemischkonzentrations- und Turbulenzunterschiede an der Zündkerze bei jedem Zyklus einen scheinbar anderen Zündverzug bewirken.

Um die Ableitungen von gestörten Signalen zu berechnen, hat sich in der Praxis der Differenzierer mit Verzögerung (DT_1) bewährt. Gradienten können somit durch einen rückge-

koppelten Integrator nach Abbildung 6.20 berechnet werden. Dabei wird der Filterausgang am Eingang des Integrators ausgekoppelt.

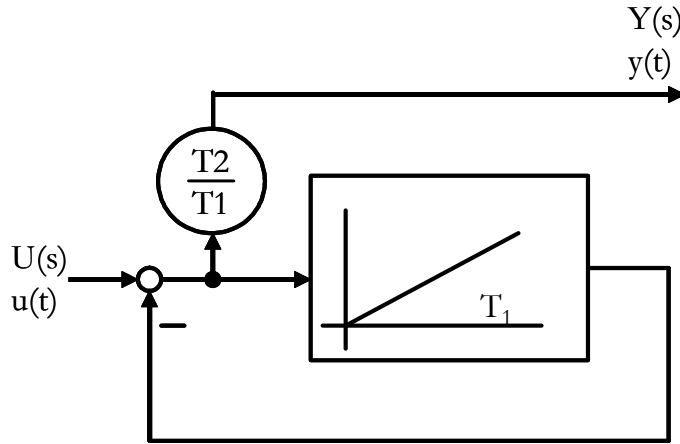


Abbildung 6.20: DT₁-Glieder

Eine weitere Methode bietet ein Zustandsvariablenfilter, das ein Signal ohne Differentiation gleichzeitig glättet und dessen zeitliche Ableitungen liefert. Das Verfahren basiert auf einer Anreihung von rückgekoppelten Integratoren und ist bereits in Abschnitt 5.1.4.1 ausführlich dargestellt. Theoretisch sind die oben genannten Verfahren zur Bestimmung der Gradienten möglich. In der Praxis zeigt sich jedoch, dass das Filter einen nicht vernachlässigbaren Phasenversatz verursacht.

Als sehr robust und echtzeitfähig hat sich für diesen Anwendungsfall das folgende Verfahren bewährt. Das System wird mit Hilfe des Motorsteuergeräts über eine sinusförmige Kraftstoffschwingung angeregt und erzeugt bei bekannter Periodendauer eine Lambdасhwingung nach Gleichung 4.42. Die Zeitpunkte für die Extremwerte sind somit bekannt. Über die numerische Differenz von minimalem Extremwert zum maximalen Extremwert (und umgekehrt), kann das Vorzeichen der Gradienten für Lambda und der HC-Konzentration ermittelt werden. Als Fettkriterium müssen die Gradienten von Kraftstoffmasse und HC-Konzentration gleiches Vorzeichen aufweisen.

Fettkriterium:

$$(\dot{HC}_{Modell} < 0 \cap \dot{m}_K < 0) \cup (\dot{HC}_{Modell} > 0 \cap \dot{m}_K > 0) \quad (6.12)$$

Als Magerkriterium dient ein entgegengesetztes Vorzeichen der Gradienten.

Magerkriterium:

$$(\dot{HC}_{Modell} < 0 \cap \dot{m}_K > 0) \cup (\dot{HC}_{Modell} > 0 \cap \dot{m}_K < 0) \quad (6.13)$$

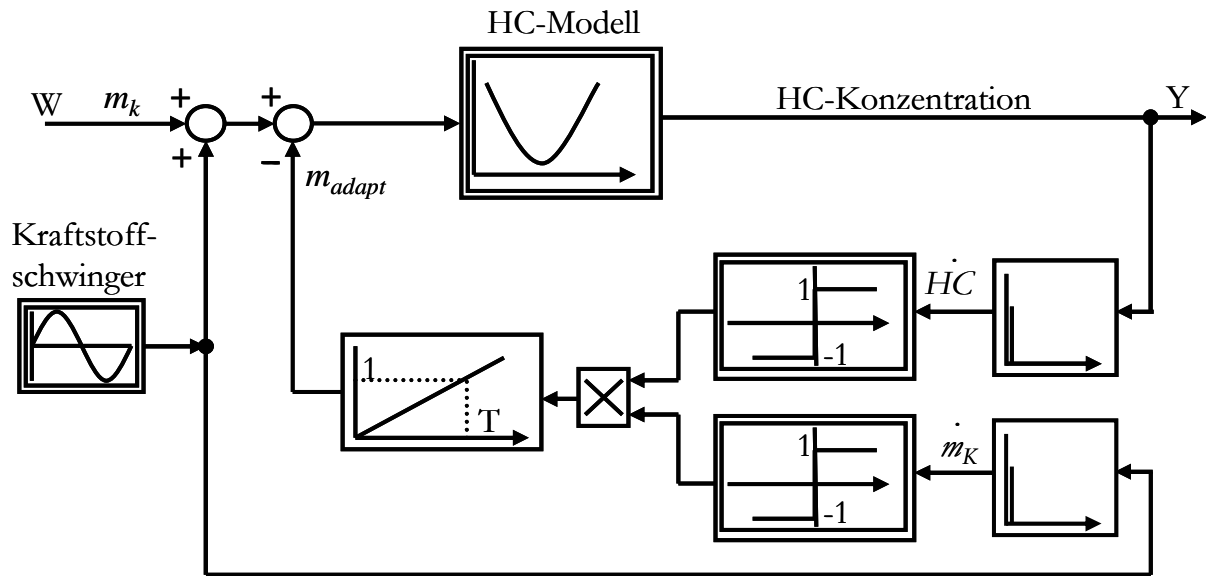


Abbildung 6.21: Reglerstruktur der Magerlaufregelung

Die Regelung der Kraftstoffmasse erfolgt nach dem 2-Punktprinzip. Der Gradientendetektor ermittelt, ob sich der Betriebspunkt links oder rechts von der Magerlaufgrenze befindet. Wird der Motor zu mager betrieben, so wird der Gleichanteil der Kraftstoffmassenschwingung angehoben. Ein entsprechendes Abmagern erfolgt bei zu fettem Gemisch. Geprägt durch das 2-Punktverhalten des Reglers befindet sich der Motor innerhalb eines Toleranzbandes an der Magerlaufgrenze. Wird für die Kraftstoffmassenschwingung zwischen den Zylindern ein Phasenversatz von $\pi/2$ vorgegeben, so kann für die Warmlaufphase gleichzeitig eine Lambdaspreizung realisiert werden. Hierbei werden im kontinuierlichen Wechsel zwei Zylinder etwas magerer und zwei Zylinder fetter betrieben. Im Abgas stellt sich auf Grund von Mischungseffekten ein mittleres Lambda ein.

6.4.3 Implementierung und Bewertung des Verfahrens

Das HC-Modell sowie die Magerlaufregelung werden in die Steuergerätesoftware implementiert und am Versuchsfahrzeug verifiziert. Die obere Grafik in Abbildung 6.22 zeigt die online am Versuchsfahrzeug gemessene und modellierte HC-Konzentration.

Im Versuch wird bei konstanter Last- Drehzahl das Luftverhältnis bei aktiver Lambdaspreizung im Leerlauf (800 U/min) zunächst treppenförmig variiert. Dem Kraftstoffmassengleichanteil ist eine sinusförmige Schwingung aufgeprägt, die im globalen λ auf Grund der aktivierten Lambdaspreizung und Mischungseffekten im Abgas nicht wieder zu finden ist. Nach ca. 200 Sekunden wird die Spreizung deaktiviert, und der Motor wird zunächst mit Kraftstoffüberschuss bei $\lambda \approx 0.95$ betrieben. Nach weiteren 30 Sekunden wird die HC-Magerlaufregelung aktiviert. Es ist zu beobachten, dass der Kraftstoffüberschuss durch den Regler langsam abgebaut wird und sich nach weiteren 40 Sekunden ein stationäres Luft-Kraftstoffgemisch sowie quasi stationäre HC-Konzentrationen einstellen.

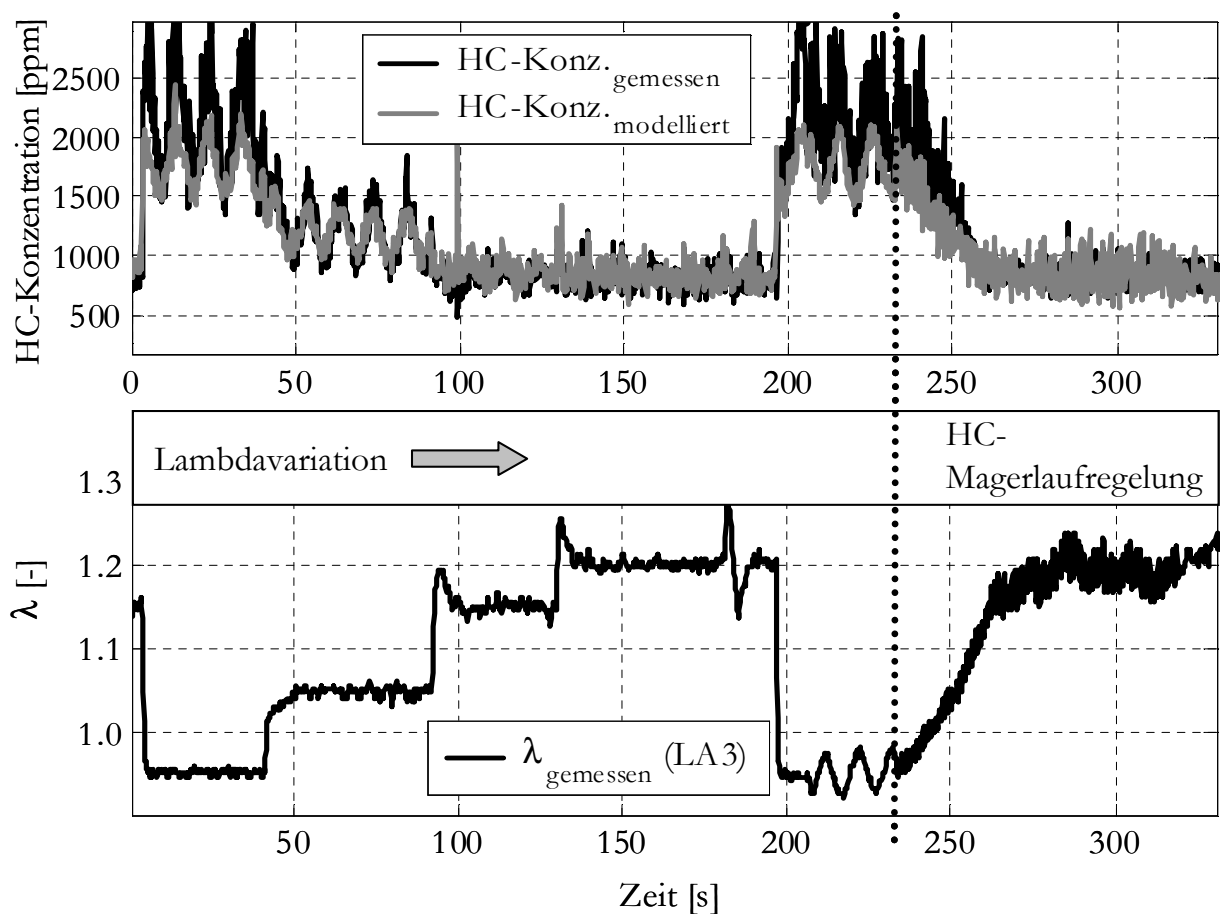


Abbildung 6.22: Messergebnisse HC-Modell und Magerlaufregelung

Die Messung zeigt die prinzipielle Wirkungsweise des HC-Modells und die Kraftstoffmengenadaptation für einen geregelten Magerlauf. Insgesamt wird deutlich, dass die Modellgenauigkeit bei Luftüberschuss höher ist als bei Kraftstoffüberschuss. Dies liegt daran, dass als Datenbasis für die Identifikation des HC-Modells maßgebliche Versuche mit Luftüberschuss dienen, da für den Anwendungsfall eine höhere Modellgenauigkeit im Bereich der Magerlaufgrenze gefordert ist. Trotz der Modellgenauigkeit bei Kraftstoffüberschuss wird die Magerlaufgrenze von ca. 900 ppm bei einem Lambda von 1.2 (vgl. Abbildung 6.18) stationär stabil erreicht.

Die Geschwindigkeit der Regelung kann über die Zeitkonstante des Integrators variiert werden. Abbildung 6.18 zeigt, dass bei einem stationären Luft/Kraftstoffverhältnis das Streuband der HC-Konzentration bei ca. 100 ppm liegt. Damit die stochastische Streuung keinen unmittelbaren Einfluss auf die Regelung hat, darf die Zeitkonstante des Integrators nicht zu klein gewählt werden. Die in dem Versuch benötigte Dauer bis zum Erreichen der Magerlaufgrenze ist mit 40 Sekunden für eine schnelle Magerlaufregelung ungeeignet. Da in der Praxis die Kraftstoffmasse im Motorsteuergerät in Kennfeldern abgelegt ist, eignet sich das hier vorgestellte Verfahren als langsame Adaptionsstrategie für Korrektorkennfelder eines stationären Magerlaufs. Dabei liefert die Magerlaufregelung einen adaptiven

Korrekturfaktor der einzuspritzenden Kraftstoffmasse. Dieser adaptive Vorsteuerwert wird in einem Last-Drehzahlkennfeld gehalten und liefert in Bezug auf HC-Rohemissionen den notwendigen Kraftstoffkorrekturanteil für eine optimale Verbrennung unmittelbar nach dem Start.

6.5 Programm

6.5.1 Softwarestruktur

Abbildung 6.23 gibt eine zusammenfassende Übersicht der in dieser Arbeit vorgestellten Teilfunktionen im Gesamtkonzept und zeigt einen Überblick über die implementierten Algorithmen. In Abschnitt 3.6 wurde bereits das Steuergeräte-Konzept mit Forschungssteuergerät und Arithmetik-Booster vorgestellt. Das eigentliche Forschungssteuergerät dient als Slave zur Ansteuerung der Aktoren des Einspritz-, Drossel- und Zündsystems. Zudem fungiert es als Schnittstelle zum Applikationssystem, so dass kennfeldbasierte Approximationen hier appliziert und gerechnet werden können.

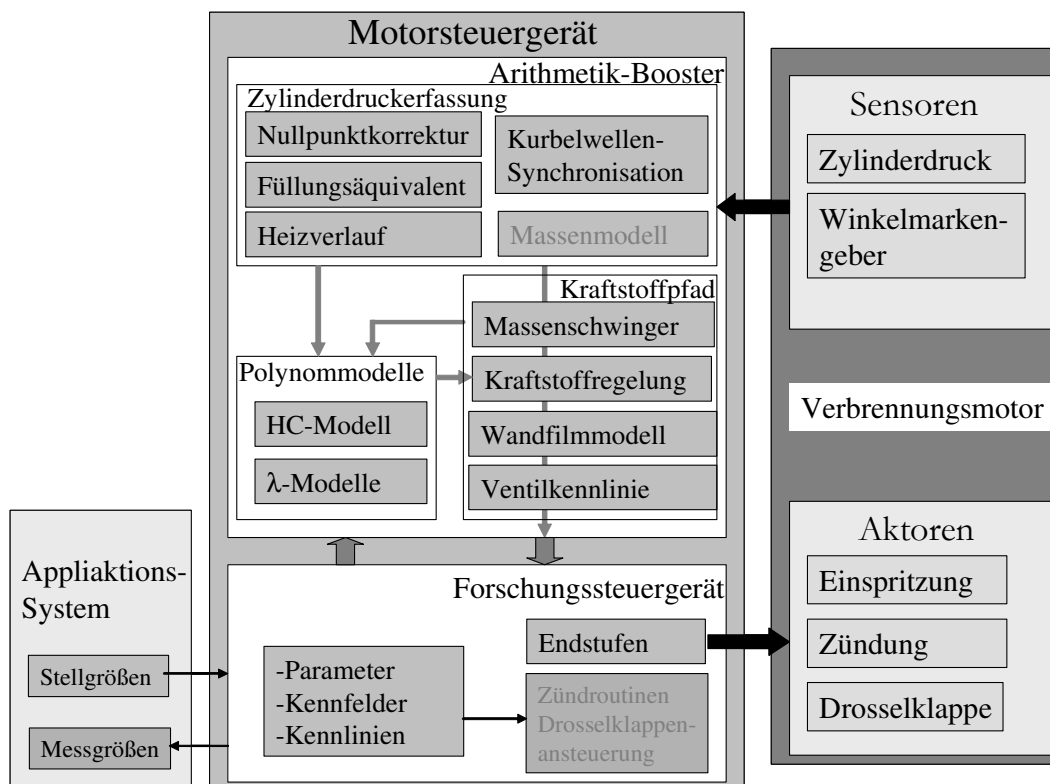


Abbildung 6.23: Überblick der Programmstruktur

Die Algorithmen, die eine schnelle Bearbeitung von Fließkommaoperationen erfordern, werden im Arithmetik-Booster gerechnet. Hierzu gehört das inverse Wandfilmmodell, die Regelalgorithmen der Kraftstoffmassenberechnung, die trigonometrischen Funktionen zur Realisierung der Kraftstoffmassenschwingung, die Einspritzventilkennlinie sowie die in

Fließkomma-Arithmetik gerechneten Polynome. Die Modelle für die verschiedenen Ansätze zur Lambdaschätzung, der rekursive Least-Square-Schätzer, das HC-Modell, die Magerlaufregelung und die gesamte thermodynamische Auswertung der Zylinderdrucksignale werden ebenfalls im Arithmetik-Booster gerechnet. Auf Grund der hohen Echtzeitanforderungen erfolgt die Implementierung ausschließlich in der Programmiersprache C. Der rekursive Least-Square-Schätzer für das Lambda-Gradientenmodell wird im Vorfeld für die Simulation in Matlab-Simulink als S-Funktion programmiert, verifiziert und als C-Modul in die Arithmetik-Booster-Umgebung eingebunden.

6.5.2 Programmablauf

Bevor die Zylinderdruckdaten thermodynamisch ausgewertet werden, synchronisiert sich der Arithmetik-Booster über das in Kapitel 5.4.3 dargestellte Verfahren mit der Kurbelwellenposition des Motors auf. Mit Hilfe der Analogkarte des Arithmetik-Boosters werden die Zylinderdrucksignale mit einer Auflösung von 1° Kurbelwinkel gemessen. Zunächst werden die Rohdaten in physikalische Druckwerte umgerechnet und geglättet. Anschließend erfolgt die Nullpunktkorrektur nach Abschnitt 4.1.2 mit Hilfe des Füllungsäquivalentes (vgl. Abschnitt 4.2.3). Die Zylinderdruckdaten werden thermodynamisch in Echtzeit ausgewertet, so dass der Maximalwert des Summenheizverlaufs (vgl. Abschnitt 4.3.1) als Eingangsparameter für die Berechnung des Verbrennungskennwertes und damit als Eingangsgröße für die folgenden Polynommodelle vorliegt. Ein zylinderdruckbasiertes Massenmodell berechnet den Gleichanteil der Kraftstoffmasse. Dieses Verfahren stellt Jippa in [43] ausführlich vor und soll hier nicht näher beleuchtet werden. In Abhängigkeit vom jeweiligen Polynommodell wird eine Kraftstoffmassenschwingung aufgeprägt und bei Freigabe der Magerlaufregelung wird der Gleichanteil der Kraftstoffmasse adaptiert. Das in Abschnitt 4.4.2.2 dargestellte inverse Wandfilmmodell dient zur Kompensation der Saugrohrwandfilmeffekte. Anschließend wird mit Hilfe der Ventilkennlinie (vgl. Abschnitt 4.4.2.1) die Kraftstoffmasse in eine Einspritzzeit zu Ansteuerung der Einspritzventile umgerechnet. Diese Größe wird über ein Dual-Ported-RAM an das Forschungssteuergerät übertragen und dort zur Ansteuerung der Endstufen in Spannungspegel umgesetzt.

Funktionsfreigaben und die Parametrierung der Modelle erfolgen über das Applikationssystem. Hierbei werden die Applikationsgrößen auf dem Forschungssteuergerät verwaltet und winkelsynchron zum Arithmetik-Booster übertragen. Die Zündroutinen und die Ansteuerung der Drosselklappe erfolgt kennfeldbasiert auf dem Forschungssteuergerät ohne Zuhilfenahme von Zylinderdruckinformationen.

Mit Hilfe der unter Abschnitt 5.4.4 dargestellten Methode wird schließlich beim Abstellen des Motors das Auspendeln des Motors untersucht und darauf die Stoppposition ermittelt. Die Winkelposition wird im Steuergerätenachlauf an den Forschungsrechner übermittelt und dort nichtflüchtig gesichert. Die Synchronisationsphase des folgenden Starts kann durch die Auslauferkennung verkürzt werden.

7 Zusammenfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist, den ottomotorischen Kaltstart sowie die anschließende Warmlaufphase mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen thermodynamisch zu analysieren und in Bezug auf Kohlenwasserstoff-Emissionen zu optimieren. Hierzu werden zunächst im Vorfeld unterschiedliche Typen von Zylinderdrucksensoren hinsichtlich der Betriebsbereitschaft ab Motorstart untersucht. Anders als in bereits veröffentlichten Untersuchungen wird ein besonderes Augenmerk auf die Signalqualität der ersten Arbeitsspiele gelegt. Es zeigt sich, dass lang andauernde Kalibrierphasen der Zylinderdrucksensoren einen fehlerhaften Einfluss auf die Signalqualität haben. Um diesen Störeffekt zu vermeiden, müssen für die Kaltstartversuche Maßnahmen in der Versorgungsspannung getroffen werden. Ferner zeigt sich, dass Zylinderdrucksensoren mit kurzen Kalibrierphasen gänzlich ungeeignet für die Startuntersuchungen sind, da die Zeitkonstanten der so genannten Autokalibrierung gerade bei niedrigen Motordrehzahlen im Frequenzband des Nutzsignals liegen.

Beim Kaltstart sind die auf den Zylinderdruck wirkenden Temperaturgradienten besonders ausgeprägt, so dass sich der so genannte Thermoschockeffekt störend auf das Nutzsignal auswirkt. Bei dem hier untersuchten wassergekühlten Sensor bewirkt der Thermoschockfehler bei der ersten Verbrennung eine Signaldrift bis zu 1.7 bar. Ein nach der Befüll- und Entleermethode modelliertes Behältermodell zur zylinderdruckbasierten Bestimmung der Luftmasse im Zylinder zeigt den gravierenden Einfluss des Thermoschockeffektes beim Start. Für eine thermodynamische Auswertung von Kaltstartuntersuchungen ist somit zwingend ein Modell zur Kompensation dieses Fehlers notwendig.

Auf Basis eines thermischen Ersatzschaltbildes wird eine echtzeitfähige Modellstruktur zur Beschreibung des Thermoschockeffektes entwickelt und an einem Thermoschockprüfstand verifiziert. Die Ergebnisse zeigen, dass der echtzeitfähige Modellansatz den Thermoschockfehler im Bereich der Kurzzeitdrift nahezu vollständig kompensieren kann.

Anschließend werden die Modellparameter des thermischen Modells am realen Motor identifiziert. Die Temperaturverhältnisse im Zylinder werden über einen zylinderdruckbasierten Ersatzverlauf beschrieben. Das Modell wird über zwei unterschiedliche Referenzsignale identifiziert. Die Nullpunktkorrektur des kompensierten Druckverlaufs ist ein Maß für die Güte der Thermoschockkompensation. In einem weiteren Optimierungsverfahren erfolgt eine Korrektur der Modellparameter über dieses Kriterium. Hier wird gezeigt, dass im Bereich der Startphase der Thermoschockeinfluss auf bis zu 7 % des Gesamtfehlers reduziert werden kann.

Für die thermodynamische Analyse von Kaltstartmessungen wird im Weiteren der fehlerkompensierte Druckverlauf eingesetzt. Ziel der Kaltstartuntersuchungen ist, mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen eine zyklusindividuelle Bewertung der Verbrennung in Bezug auf die Gemischbildung zu erhalten. Hierzu werden Größen aus der thermodynamischen

Zylinderdruckauswertung in Korrelation zur Kohlenwasserstoff-Konzentration gebracht. Größen aus dem Heizverlauf, wie Zündverzug, Brenndauer, Verbrennungsschwerpunktlage und Ausbrennphase liefern bei dem Versuchsmotor kein eindeutiges Kriterium für die Klassifikation der Einzelverbrennung. Verbrennungsaussetzer können über die indizierte Arbeit und über den Maximalwert des Summenheizverlaufs sicher erkannt werden, bezogen auf die Gemischbildung in fett oder mager ist eine zyklusindividuelle Optimierung der Kraftstoffeinspritzung mit Hilfe der oben genannten Größen jedoch nicht möglich.

Für die Warmlafoptimierung wird gezeigt, dass mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen das Luft- Kraftstoffverhältnis und die Kohlenwasserstoff-Rohemissionen modelliert und somit die Kraftstoffzumessung optimiert werden kann. Hierfür werden drei unterschiedliche Konzepte vorgestellt.

Dabei wird zunächst mit Hilfe des Umsetzungsgrades ein Modell zur Schätzung des Luft-Kraftstoffverhältnisses beschrieben. Da die Kraftstoffqualität einen messbaren Einfluss auf die Qualität des Schätzergebnisses hat, ist eine Modelladaption zwingend erforderlich. Diese erfolgt bei betriebsbereiter Lambdasonde im stöchiometrischen Mittel. Da der Zusammenhang zwischen Umsetzungsgrad und Luft- Kraftstoffverhältnis im mageren Betrieb nicht invertierbar ist, kann das Modell für Warmlaufkonzepte mit einem Lambda kleiner als 1.03 eingesetzt werden.

Das zweite Konzept umgeht den Einfluss der Kraftstoffqualität, indem der nichtlineare Zusammenhang von Umsetzungsgrad und Lambda über den Gradienten der funktionalen Beziehung herangezogen wird. Für die echtzeitfähige Analyse der Gradienten, wird das System mit einer Kraftstoffmassenschwingung angeregt und über das Amplitudenverhältnis der Gradient am Arbeitspunkt ermittelt. Die onlinefähige Amplitudenschätzung erfolgt mit dem rekursiven Least-Square-Schätzer in Echtzeit und liefert schließlich eine Modellgröße für das Luft-Kraftstoffverhältnis. Die Untersuchungen zeigten, dass prinzipiell die Genauigkeit des Modells bei stöchiometrischer Verbrennung unter 2% liegt, das Verfahren jedoch eine nicht vernachlässigbare Einschwingzeit benötigt.

Der dritte Modellansatz berechnet über ein vollemperisches Polynommodell mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen eine Kohlenwasserstoff-Konzentration der Verbrennung. Messungen bei verschiedenen Luft-Kraftstoffverhältnissen zeigen die Güte des Modells. Das Modell kann den Einfluss der Kraftstoffmenge, die Magerlaufgrenze und die Auswirkung der Verbrennungsaussetzer auf die HC-Konzentration abbilden. Mit Hilfe dieses HC-Modells wird eine Magerlaufregelung realisiert. An Hand von Messergebnissen wird gezeigt, dass durch dieses Verfahren der Motor an der Magerlaufgrenze betrieben werden kann, wobei die Kraftstoffzumessung in Bezug auf die Kohlenwasserstoff-Rohemissionen optimal auf den Betriebspunkt angepasst wird.

Da der Motorstart durch die notwendige Synchronisationsphase des Motorsteuergeräts mit der Kurbelwelle des Motors eine nachweisliche Auswirkung auf die kumulative Kohlenwasserstoffemission hat, wird dieser Vorgang mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen

optimiert. In dieser Arbeit werden Verfahren zur Startsynchroisation vorgestellt und besonders das Auspendelverhalten beim Abstellen des Motors analysiert. Mit Hilfe von Zylinderdruckinformationen lässt sich eine Drehrichtungsänderung sicher erkennen, so dass die ermittelte Stoppposition als Winkelinformation für den folgenden Start genutzt werden kann.

Die Funktionen der Warmlaufmodelle sowie die Synchronisationsalgorithmen werden in einer Motorsteuerung implementiert und am Versuchsmotor getestet. Hierbei ermöglicht ein leistungsfähiger Arithmetik-Booster die Zylinderdruckerfassung, eine Datenvorverarbeitung, die thermodynamische Auswertung, sowie die Berechnung der neu entwickelten Modelle in Echtzeit.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Acke, F.; Marsh, P.
LEV II Applications based on a lean Start Calibration
2001, SAE technical paper series 2001-01-3111
- [2] Aquino, C. F.; Fozo, S.R.
Steady-State and Transient A/F Control Requirements for Cold Operation of a
1.6 Liter Engine with Single-Point Fuel Injection
1985, SAE technical paper series 850509
- [3] Bosch
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch
2002, Robert Bosch GmbH, 24 Auflage
- [4] Bamer, F.
Kraftstoffzuteilung beim kalten Ottomotor im instationären Betrieb mit er-
weiterter adaptiver Steuerung
2003, VDI Verlag, Fortschrittberichte, Reihe 12
- [5] Bargende, M.
Anwendung der Druckindizierung zur Verbrennungsanalyse
1994, 1. Darmstädter Indiziersymposium
- [6] Bargende, M.
Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung
1995, MTZ Motortechnische Zeitschrift 56
- [7] Baumgarten, H.; Goertz, W.; Weinowski, R.
Niedrigstemissionskonzept zur Erfüllung der SULEV-Emissionsstandards für
Ottomotoren
2000, MTZ Motortechnische Zeitschrift 61 10
- [8] Bechthold, S
Kompakte Modellierung von thermischen Effekten in Mikrosystemen
2003, Dissertation, Universität Bremen
- [9] Bellmann, H.
Ermittelung der Kraftstoffwandfilmmasse im Saugrohr eines Ottomotors
VDI Verlag Fortschrittbericht Reihe 12 Nr.238
- [10] Benjamin Robert Brown, B. R.:
Combustion Data Acquisition and Analysis
Final Year Project, University Loughborough

- [11] Binion, E.
Untersuchung der Kohlenwasserstoffemission hubraumkleiner Ottomotoren
2001, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH)
- [12] Burkhardt, Ch.
Ein Verfahren zur genauen Indizierung mit Zündkerzenadaptern
1994, Darmstädter Indiziersymposium
- [13] Burkhardt, Ch.; Bargende, M.
Thermoschockkorrektur bei Druckindizierungen mit Zünd- und Glühkerzenadaptern
1995, MTZ Motorentechnische Zeitschrift 56
- [14] Curtis, E.W.; Aquino, C. F.; Trumphy, D.K.; Davis, G. C.
A New Port and Cylinder Wall Wetting Model to Predict Transient Air/Fuel Excursions in a Port Fuel Injected Engine
1996, SAE technical paper series 961186
- [15] Daw, C. S. ; Kennel, M. B.; Finney, C. E. A.; Connolly, F. T.
Observing and modelling nonlinear dynamics in an internal combustion engine
1998, Physical review, Volume57, Number3
- [16] Dolt, R
Untersuchungen zur Motorsteuerung von Ottomotoren mit thermodynamischen Größen
2000, Dissertation an der Universität Darmstadt
- [17] Eichlseder, H.; Baumann, E.;Detterbeck, St.; Müller, P.; Riedemann, U. BMW Group München
Neue Möglichkeiten für Kaltstart und Warmlauf bei direkteinspritzenden Ottomotoren zur Erfüllung künftiger Anforderungen
2000, VDI Bericht Nr. 1565
- [18] Ellwein, C.
Systemidentifikation
2002, Elektronik 2/2002
- [19] Erdmann,H.-D.; Königstedt, J; Fitzen, M
Erster ULEV-Ottomotor- der Audi 1,8-l-Fünfventil-Turbo mit 125 kW
2001 MTZ Motortechnische Zeitschrift 62
- [20] Finlay, I. C.; Boam, D.J.; Bingham, J.F.; Clark, T.A.
Fast response FID measurement of unburned hydrocarbons in the exhaust port of a firing gasoline engine
1990, SAE technical paper series 902165

- [21] Ford Werke AG
Anpassungsfähige Luft-Brennstoffsteuerung unter Verwendung von Kohlenwasserstoffvariabilitätsrückkopplung
1986, Offenlegungsschrift Patent DE3737249
- [22] Ford Werke AG
Vorrichtung zum Regeln des Luft-Brennstoff-Gemisches eines Verbrennungsmotors an der Magergrenze
1993, Patentschrift DE3740527
- [23] Gerhardt, J.; Kassner, U; Kulzer, A.C. ; Sieber, U.
Der Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktstart- Möglichkeit und Grenzen
2003, 24. Internationales Wiener Motorensymposium
- [24] Gerlach, G.; Dötzel, W.
Grundlagen der Mikrosystemtechnik
Hanser Lehrbuch
- [25] Grote, A.
Zum Verhalten instationärer Kraftstoffwandfilme in Einlaßkanälen von Ottomotoren
1999, Dissertation an der Universität Karlsruhe
- [26] Grüefeld, G; Knapp, M; Beushausen, V; Andresen, P; Hentschel, W; Manz, P.-W.:
In Cylinder Measurements und Analysis on Fundamental Cold Start and Warm-up Phenomena of SI Engines.
1995, SAE technical paper series 952394
- [27] Gschweidl, K.; Krempel, P.; Schindler, W.
Optimierung der Zeitauflösung konventioneller Abgas-Messtechniken - konstruktive und mathematische Methoden
AVL List GmbH
- [28] Harndorf, H.; Kösel, R.; Volkart, A.
Optimierung der Meß- und Auswerteparameter zur Analyse von Zylinderdruckverläufen
1992 MTZ Motortechnische Zeitschrift 53, S 136 ff
- [29] Hart, M
Auswertung direkter Brennrauminformationen am Verbrennungsmotor mit estimationstheoretischen Methoden
1999, Dissertation an der Universität Gesamthochschule Siegen

- [30] Hattori, F.; Takeda, K.; Yaegashi, T.; Harada, A.
Analysis of fuel and combustion behaviour during cold starting of SI gasoline engine
1997, SAE technical paper of Japan series, JSAE9735844
- [31] Held, V; Schubert, E
Ansätze für ein zylinderdruckgeführtes Motormanagementsystem
1994, 15. Internationales Motorensymposium, Wien , Seiten 116-118
- [32] HFR400 Fast FID
User Manual
Cambustion Ltd
- [33] Higuma, A; Suzuki, T; Yoshida, M ; Oguri, Y
Improvement of error in piezoelectric pressure transducer
1999, SAE technical paper series 1999-01-0207
- [34] Hofmann, P.; Lenz, H.P.
Ein schnell ansprechendes Flash-Boiling-Einspritzventil zur Verminderung der Emissionen im Kaltstart und Warmlauf
2000, 21 Int. Wiener Motorsymposium, S. 226 bis 240
- [35] Hohenberg, G.
Indizieretechnik Historischer Überblick und Entwicklung bis heute
1994, 1. Darmstädter Indiziersymposium
- [36] Hohenberg, G
Der Verbrennungsablauf - ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses
1982, 4. Wiener Motorensymposium
- [37] Hu, B.
Korrelationsbasierte Methode zur Parameteridentifikation nichtlinearer mechanischer Systeme
VDI- Fortschrittberichte, Reihe 11, Nr.257, Stuttgart
- [38] Ihme,H.
Kompensation des Wandfilmeffekts beim instationären Betrieb eines Viertakt-Ottomotors mit äußerer Gemischbildung.
2001; VDI- Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr.459, Düsseldorf,
- [39] Ina, T.; Obayashi, H.; Shigematsu, T.
Lean Limit A/F Control System by using engine speed variation
1986, SAE technical paper of Japan series, SAE860413
- [40] Isermann, R.
Identifikation dynamischer Systeme (Band I, Band II)
1992, Springer Verlag

- [41] Jeschke, J.
Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren
2002, Dissertation an der Universität Magdeburg
- [42] Jippa, K.-N.
Entwicklung und Bewertung von Verfahren zur Online-Auswertung von Zylinderdruckdaten zur Ermittlung des Brennverlaufs, der Zylinderfüllung und des Restgasgehaltes
1997, Diplomarbeit, Technische Universität Braunschweig
- [43] Jippa, K.-N.
Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von Zylinderdruckverläufen
2003, Dissertation an der Universität Stuttgart
- [44] Kaiser, E.W. et al.
Time-Resolved Measurement of Speciated Hydrocarbon Emissions During Cold Start of a Spark-Ignited Engine
1994, SAE technical paper series 940963
- [45] Kampelmüller, F. T.
Experimentelle Untersuchung des Kaltstartverhaltens von Ottomotoren
1983, Automobil-Industrie, Kaltstartverhalten 1/83 S 77-82
- [46] Kendlbacher, Ch.
Verringerung der Schadstoffemissionen durch Verbesserung der Gemischbildung im Warmlauf
1994, Fortschritt-Berichte-VDI, Reihe 12, Nr. 213, Düsseldorf
- [47] Kiencke, U.; Kronmüller H.
Messtechnik, Systemtheorie für Elektrotechniker
1995, Springerverlag
- [48] Kiencke, U.; Cao, C. T.
Regelverfahren in der elektronischen Motorsteuerung ,Teil I u. II
1987, Automobil-Industrie 6/87
- [49] Klauer, N; Kiefer, W.; Ofner, B.
Der Antrieb für den BMW 325i SULEV - Ein Meilenstein in der Emissionsreduzierung
2002 MTZ Motortechnische Zeitschrift 63
- [50] Klell, M.; Wimmer,A.
Ein Verfahren zur thermodynamischen Bewertung von Druckaufnehmern
1989, MTZ Motortechnische Zeitschrift 50 3 (S.117–S.125)

- [51] Kochs, M.; Lösing, K.-H.; Schürfeld, A.; Herzog, H.-D.
Schadstoffreduzierung durch Sekundärluftsysteme bei heutigen und zukünftigen Otto-Motorkonzepten
2000, 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
- [52] Kronmüller, H.
Digitale Signalverarbeitung
Hochschultexte Springer-Verlag
- [53] Kuder, J.; Kruse, T.
Parameteroptimierung an Ottomotoren mit Direkteinspritzung
2000, MTZ Motortechnische Zeitschrift 61
- [54] Küsell, M.
Dimensionierung eines Brennraumdrucksensors für Regelungsaufgaben in Serienmotoren.
1994, Dissertation an der TU Braunschweig
- [55] Küsell, M.; Bellmann, H.; Herden, W.
Brennraum-Drucksensor für den Einsatz in Serienmotoren
1996, MTZ Motorentechnische Zeitschrift 57
- [56] Kuratle, R.
Motoren-Meßtechnik
Vogel Verlag ISB N 3-8023-1553-7
- [57] Kuratle, R. H.; Märki, B.
Influencing Parameters and Error Sources during Indication on Internal Combustion Engines
Kistler Instrumente AG
1992, SAE technical paper series 920233
- [58] Landefeld, T.; Gerhardt, J.; Küsell, M.
Benzindirekteinspritzung als attraktives Konzept zur Emissionsminderung
2002, 11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
- [59] Lohmann, A.
Entwicklung von Steuergeräte-Software für die Benzin-Direkteinspritzung
2000, ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 12
- [60] Lutz, H.; Wendt, W.
Taschenbuch der Regelungstechnik
2003, Verlag Harri Deutsch
- [61] Manz, P. W.
Rechnerische Simulation von instationären Betriebszuständen an einem

- Einzyylinder-Ottomotor.
1989, Braunschweig, Technische Universität, Dissertation
- [62] Manz, P.-W.
Die Zylinderdruckindizierung- Ein Verfahren und seine Anwendung in der Motorenentwicklung;
1994, 1. Darmstädter Indiziersymposium
- [63] Manz, P.-W.
Indiziertechnik an Verbrennungsmotoren
2002, Vorlesungskonzept, Universität Braunschweig
- [64] Maus, W; Brück, R; Hirth, P; Hodgson, J; Presti, M
Potential von Katalysator Konzepten zum Erreichen der SULEV Emissionsgrenzwerte
1999, 20. Internationales Motorensymposium, Band 2
- [65] Müller, N.
Adaptive Motorregelung beim Ottomotor unter Verwendung von Brennraumdruck-Sensoren
2003, Fortschritt-Berichte-VDI, Reihe 12, Nr 545, Darmstadt
- [66] Müller, N.; Isermann, R.
Zylinderdruck-basiertes Motormanagement beim Ottomotor
2002, VDI-Berichte, Nr. 1672, Darmstadt
- [67] Müller, E.; Wermuth, N.
Modellbasierte Steuerung des ottomotorischen Kaltstarts zur Reduzierung der HC-Emissionen
2003 MTZ Motortechnische Zeitschrift 64
- [68] Nitzke H.G., Tschöke, H.; Dr.-Ing. Hotz, Dipl.-Ing. Patze
Experimentelle Untersuchungen des Temperaturschock-Verhaltens von Zylinderdrucksensoren
2002, Bericht zum Forschungsprojekt
- [69] Ottomotor-Management
2. vollständig überarbeitete und erweiterte Ausgabe
2003, Robert Bosch GmbH
- [70] Pfalzgraf, B.; Odendall, B.; Ehlers, G.; Rieger, M.; Wurms R.
Das Emissionskonzept der neuen Audi FSI-Motoren -Herausforderungen und Chancen
2003, Hdt - Tagung " Direkteinspritzung im Ottomotor " Essen
- [71] Pischinger, S.; Theuerkauf, H. J.; Ayeb, M.; Lütkemeyer, G.; Schernus, C.; Wilhelm, C.; Winsel, T.

- Erforschung eines Motormodells zur Applikationshilfe am Beispiel des Kaltstart- und Warmlaufverhaltens
2002, Informationstagung Motoren Herbst 2002, Nürnberg Heft R517
- [72] Pischinger, R.; Kraßnig, G.; Taucar, G.; Sams, Th.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine
1989, Springer-Verlag Wien New York
 - [73] Pott, E.; Sperling, H., Volkswagen AG
Verfahren zur Steuerung einer eingespritzten Kraftstoffmenge während eines Startvorganges einer Verbrennungskraftmaschine
2002, Offenlegungsschrift Patent DE10101006A1
 - [74] Pott, E.; Zillmer, M., Volkswagen AG
Verfahren zur Erkennung der Kraftstoffqualität
2002, Offenlegungsschrift Patent DE10101007A1
 - [75] Poorman T.J.; Xia L.; Wlodarczyk M.T.
Ignition System-Embedded Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor for Engine Control and Monitoring
1997, SAE technical paper series 970845
 - [76] Randolph, A.L.
Methodes of Processing Cylinder-Pressure Transducer Signals to Maximize Data Accuracy
1990, SAE technical paper series 900170
 - [77] Reparaturleitfaden Audi A4 1995 4-Zylinder Motor,
1994, Mechanik Ausgabe 11.94
 - [78] Roth, K.J.; Sobiesiak, A.; Robertson, L.; Yates, S.
In-Cylinder Pressure Measurements with Optical Fiber and Piezoelectric Pressure Transducers
2002, SAE technical paper series 2002-01-0745
 - [79] Salber, W.
Untersuchungen zur Verbesserung des Kaltstart- und Warmlaufverhaltens von Ottomotoren mit variabler Ventilsteuerung
1998, Dissertation RWTH Aachen 1998
 - [80] Samenfink, W.; Schlerfer, J.; Joos, K.; Weining, H.K.; Holder, E.; Heel, B.
Unterschreitung der ULEV-Grenzwerte an einem DC-Versuchsmotor –Beitrag einer Start- und Nachstartoptimierung.
1999, 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik

- [81] Scherer, M.
Methoden zur Reduzierung dynamischer Gemischfehler
1998, Dissertation an der Universität Gesamthochschule Siegen
- [82] Schmitt, M.
Untersuchungen zur Realisierung mehrdimensionaler lernfähiger Kennfelder in
Großserien-Steuergeräten
1995, VDI Verlag, Forschungsbericht Reihe 12, Nr. 246, Düsseldorf
- [83] Schramm, J; Sorenson, S.C.
A Model for Hydrocarbon Emissions from SI Engines
1990, SAE technical paper series 902169
- [84] Schumacher, W.; Leonhard, W.
Grundlagen der Regelungstechnik
2002, Vorlesungsscript, TU Braunschweig
- [85] Schwarzer, K
Verbrennungsmotoren, Grundlagen der Verbrennungskraftmaschinen
Vorlesungsskripte Technische Thermodynamik, Fachhochschule Aachen
- [86] Seifert, G. E.
ULEV-SULEV-ZEV Was ist Nullemission und wie kann sie gemessen
werden?
2002 MTZ Motortechnische Zeitschrift 63
- [87] Selbststudienprogramm: Der Passat '97, Die Technik Konstruktion und
Funktion
Service 192 Kundendienst
- [88] Selbststudienprogramm Kfz-Abgasemissionen Zusammensetzung
Verminderung, Normen, Grundlagen,
Service 230
- [89] Sellnau, M. C. ; Matekunas, F. A.; Battision, P. A.; Chang, C-F.; Lancaster, D.
A.
Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio Management
and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors
2000, SAE technical paper series 2000-01-0932
- [90] Seydel, P.; Kolahi, K.; Röck, H.
Modellgestützte Strömungsdetektion unter Verwendung eines am Markt
verfügbaren Strömungswächters
Tagungsband zur MessComp Wiesbaden, S249-258

- [91] Shaw II, B. T.
Modelling and Control of Automotive Coldstart Hydrocarbon Emissions
2002, A Dissertation Doctor of Philosophy University of California, Berkeley
- [92] Shaw II, B. T. ; Hedrick, J. K.
Coldstart engine combustion modelling to control hydrocarbon emissions
2002, 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain
- [93] Shayler, P.J.; Belton, C.
In-cylinder fuel behaviour and exhaust emissions during the cold operation of
spark ignition engine
1999, Department of Mechanical Engineering, University of Nottingham
- [94] Siemens AG
Verfahren zur Regelung einer Brennkraftmaschine im Bereich der
Magerlaufgrenze
1998, Offenlegungsschrift Patent DE19706126 A1
- [95] Skippon, S.M.; Nattrass, S.R.; Kitchen, J. S.; Hardiman, L.; Miller, H.
Effects of fuel Composition In-Cylinder Air/Fuel Ratio During Fuelling
Transients in an SI Engine, Measured Using Differential Infra-Red Absorption
1996, SAE technical paper series 961204
- [96] Spicher, U.; Feng, B.; Kölmel, A.
HC-Rohemissionen beim Kaltstart in der Warmlaufphase sowie bei Last- und
Drehzahlsprüngen
1999, Forschungsbericht, Universität Karlsruhe
- [97] Stanglmaier, R.H.
In-cylinder fuel transport during the first cranking cycles in a port injected 4-
valve engine
1997, SAE technical paper series 979943
- [98] Stein, M.
Warmlaufphase von PKW-Motoren mit und ohne Zusatzerwärmung 1993,
Dissertation TU München
- [99] Steiner, D.; Spindler, W.; Stein, M.
Nutzung gespeicherter Wärme in der Start- und Warmlaufphase bei
Fahrzeugmotoren
FVV Abschlußbericht Heft 519, 1993
- [100] Suck, G.
Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung
2001, Dissertation an der Universität Magdeburg

- [101] Thalhauser, J.
 Parametrisierung eines echtzeitfähigen Kraftstoff –Wandfilmmodells an Hand von Standard Messungen
 2002, Tesis DYNAware, PowerPoint Vortrag
- [102] Thiemann, W.
 Verfahren zur genauen Zylinderdruckmessung an Verbrennungsmotoren
 1998 MTZ Motortechnische Zeitschrift 50 Teil 1 und 2
- [103] Tribulowski, J.; Spicher, U.; Richter, B; Dullenkopf, K.
 Analyse von Einflussparametern auf das Betriebsverhalten eines Ottomotors mit Saugrohreinspritzung unter kalten Betriebsbedingungen
 2003, 24 Int. Wiener Motorsymposium, S. 157 bis 172
- [104] Tseng, T.-C.; Cheng, W. K.
 An Adaptive Air/Fuel Ratio Controller for SI Engine Throttle Transient
 1999, SAE technical paper series 1999-01-0552
- [105] Tunestal, P.; Wilcutts, M.; Lee, A.T. ; Karl Hedrick, J.
 In-Cylinder Measurement for Engine Cold-Start Control
 1999, University of California, Berkeley
 Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications Kohala Coast-Island of Hawai'i, Hawai'i, USA
- [106] Tunestal, P
 Estimation of In-Cylinder Air/Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine by the Use of Pressure Sensors
 2001, Department of Heat and Power Engineering
- [107] Turin, R. C.; Geering, H.P.
 Adaptive Gemischregelung eines Ottomotors
 1997, at Automatisierungstechnik 45 (S.336-S.346) Anwendungsaufsatz
- [108] Unbehauen, H
 Regelungstechnik I
 Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy -Regelsysteme
 12. durchgesehene Auflage
- [109] Uni-Karlsruhe Institut für Kolbenmaschinen - Zyklusaufgelöste HC-Messung
- [110] Umehara,K.; Tateishi, T.;Nishimura, H.; Misumi, M.
 HC reduction system for cold start and warm-up phase – Improvement of catalyst warm-up by retarded ignition
 1997, SAE technical paper of Japan series JSAE9730137

- [111] Urlaub, A.
Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion
1995, Springer Verlag, Berlin Heidelberg
- [112] Van Basshausen, Schäfer
Handbuch Verbrennungsmotor
Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven
Siemens VDO Automotiv, 2. Auflage
- [113] Wermuth, N.
Thermodynamische Betrachtung des ottomotorischen Kaltstarts
2000, FVV Workshop Ottomotorischer Kaltstart und Warmlaufverhalten FVV
Heft R 505
- [114] Wiedmann, M.; Friese, M.; Ganzer, M.; Wittig, F.-M.
Das Super-ULEV-Konzept des Volkswagen-Konzerns für den
nordamerikanischen Markt, VOLKSWAGEN AG Wolfsburg
- [115] Willimowski, M
Vergleichende Untersuchung von Ionenstrommesssystemen hinsichtlich der
Entwicklung von Diagnose- und Regelalgorithmen
2001, Abschlussbericht zum Forschungsprojekt, Darmstadt
- [116] Wlodarczyk M.T.
Embedded combustion pressure sensor for controlled engines
1997, Engine Technology (10/1/97)
- [117] Wolfram, A.; Vogt, M.
Zeitdiskrete Filteralgorithmen zur Erzeugung zeitlicher Ableitungen
2002, Oldenburg Verlag, Automatisierungstechnik 50
- [118] Zarske, R.
Dynamisches Steuerkonzept für Einspritzung und Zündung von Ottomotoren
1988, Dissertation an der TU Braunschweig
- [119] Zhang, R.
Identifikation physikalischer Systemparameter nichtlinearer kontinuierlicher
Mehrgrößensysteme
VDI Verlag, Reihe 8, Nr.193
- [120] Zöller, S., Landsmann G.
Brennraumdruckgeführtes Motormanagement beim Ottomotor- Funktionen
und Potenziale
2002, VDI-Berichte Nr.1672

A. Anhang

A.1 Quantisierung der inkrementellen Drehzahlmessung

Bei inkrementellen Messverfahren existieren verschiedene Methoden, um aus der Impulsfolge eines Winkelmarkengebers eine Drehzahl zu bestimmen. Der Winkelmarkengeber liefert im Gradmaß eine diskrete Winkeländerung von $\Delta\varphi=360/\nu$ ³⁴. Die Berechnung der Drehzahl kann bei inkrementellen Verfahren über eine Impulzzählung oder eine Periodendauermessung erfolgen.

Während bei der Impulzzählung über einer konstanten Messzeit T_M die Impulse in einem Zähler registriert werden, wird bei der Periodendauermessung die Zeit zwischen zwei Impulsen gemessen.

Quantisierung bei Impulsmessung

Bei der Impulzzählung kann der Quantisierungsfehler durch die Wahl der Messzeit bestimmt werden. Dabei verringert sich der Fehler bei langen Messzeiten, dynamische Schwankungen werden jedoch durch das integrierende Verhalten herausgemittelt. Der Messwert ergibt sich zu

$$Y_{mess} = \int_{t_1}^{t_1+T_M} \frac{n(t) \cdot \nu}{60} dt; \quad [s] \quad (A1.1)$$

mit $n(t)$ als Drehzahl in [1/min].

Der Zählerstand bei konstanter Drehzahl beträgt bei einer Messzeit von T_M

$$\bar{Y}_{mess} = \frac{n_0 \cdot \nu \cdot T_M}{60}, \quad (A1.2)$$

so dass sich ein drehzahlabhängiger relativer Fehler zu

$$f_{rel} = \frac{f_{abs}}{Y} = \frac{\pm 1 \cdot 60}{n(t) \cdot \nu} \quad (A1.3)$$

ergibt, mit $f_{abs}=\pm 1$ als absoluter Messfehler bei einer asynchron freilaufenden Zeitbasis.

Quantisierung bei der Periodendauermessung

Die Drehzahl lässt sich mit einer Normalfrequenz von f_{T0} über die Periodendauermessung einer Impulsfolge berechnen.

³⁴ ν ist die Anzahl der Impulse/Umdrehung. Bei der 1°KW aufgelösten Druckindizierung beträgt $\nu=360$

$$n = \frac{60 \cdot f_{T0}}{x \cdot \nu}, \quad [1/\text{min}] \quad (\text{A1.4})$$

x sind die registrierten Impulse der Normalfrequenz.

Ausgehend von einem digitalen Quantisierungsfehler bei der Messung der Periodendauer ergibt sich bei konstanter Drehzahl ein absoluter Fehler von

$$f_{abs} = \Delta n = n_0 - n_1 = \frac{60 \cdot f_{T0}}{x \cdot \nu} - \frac{60 \cdot f_{T0}}{(x+1) \cdot \nu} = \frac{60 \cdot f_{T0}}{\nu} \left(\frac{1}{x} - \frac{1}{(x+1)} \right) \quad (\text{A1.5})$$

Betrachtet man den absoluten Fehler bei konstanter Drehzahl, so ergibt sich aus Gleichung A1.4 ein Zählerstand von

$$x = \frac{60 \cdot f_{T0}}{n_0 \cdot \nu} \quad (\text{A1.6})$$

Wird Gleichung (A1.6) in (A1.5) eingesetzt, ergibt sich für die absolute Auflösung

$$\Delta n = \frac{n^2 \cdot \nu}{60 \cdot f_{T0} + n \cdot \nu} \quad (\text{A1.7})$$

Die Timerfrequenz beim eingesetzten Arithmetik-Booster beträgt $f_{T0}=1/80\text{ns}=12,5\text{MHz}$; der Motor wird mit einem 1° Kurbelwinkel aufgelösten Winkelmarkengeber betrieben, so dass im gültigen Drehzahlbereich bis 6000 U/min

$$60 \cdot f_{T0} \gg n \cdot \nu \quad (\text{A1.8})$$

angenommen werden kann. Die absolute Auflösung der Drehzahl bei der hier eingesetzten Periodendauermessung lautete damit

$$\Delta n = \frac{n^2 \cdot \nu}{60 \cdot f_{T0}} \quad (\text{A1.9})$$

Die untere Grenzdrehzahl ist durch die Registergröße des Timers und durch die Messzeit begrenzt. Bei dem hier verwendeten 16-Bit-Timer mit einer Timerfrequenz von $f_{T0}=1/80\text{ns}=12,5\text{MHz}$ ergibt sich die untere Grenzdrehzahl bei einer Winkelauflösung von 1° Kurbelwelle zu

$$n_{\min} = \frac{60 \cdot f_{T0}}{(2^{16} - 1) \cdot \nu} = 31,79 \text{ U/min} \quad (\text{A1.10})$$

mit einer Messzeit von

$$T_{\text{Messzeit}} = \frac{(2^{16} - 1)}{f_{T0}} = 5,2 \text{ ms.} \quad (\text{A1.11})$$

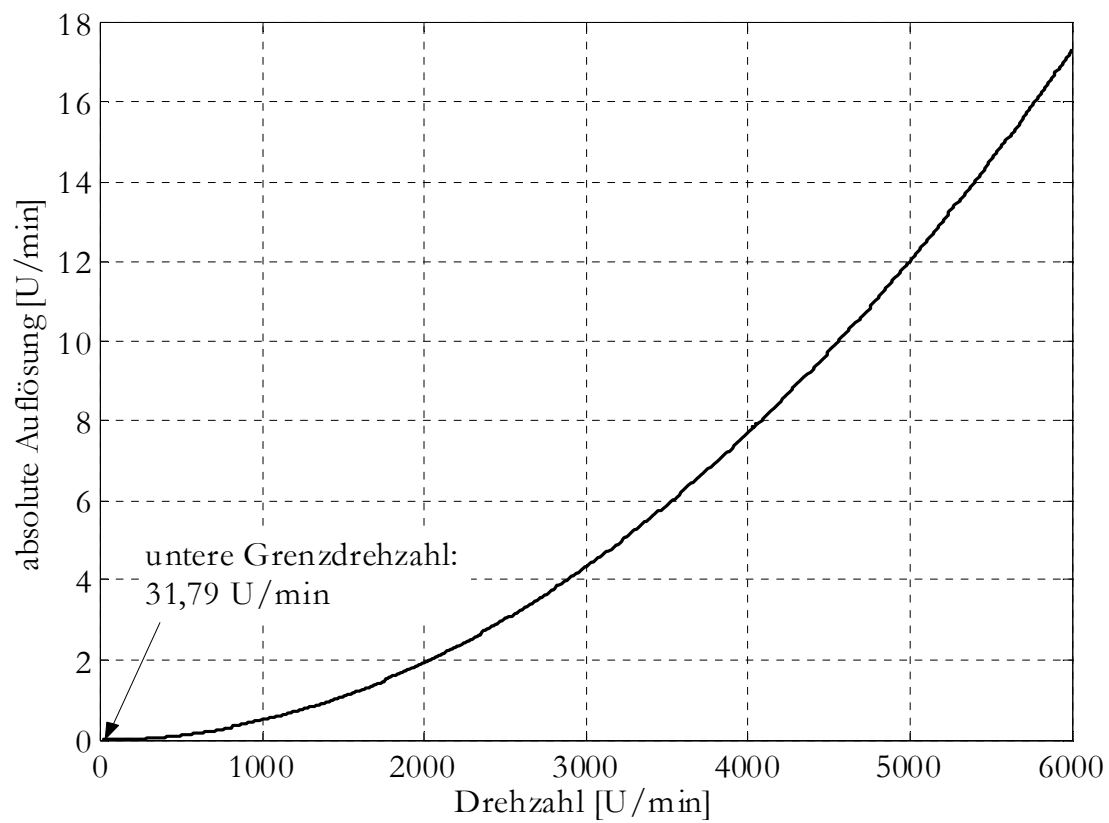


Abbildung A.1: Absolute Drehzahlaufösung bei der Periodendauermessung mit dem Arithmetik-Booster

A.2 Regression

Zur mathematischen Beschreibung des realen Prozesses liefert die theoretische Modellbildung in der Regel die grundsätzliche Struktur des Modells. Die Prozessparameter können über Geometriedaten oder Materialbeschaffenheit physikalisch basiert bestimmt werden. Oftmals ist jedoch die Unsicherheit der Parameterbestimmung sehr groß, da nicht alle Einflussfaktoren messbar sind. Mit Hilfe von experimentellen Messungen können diese Modellparameter mit Hilfe von statistischen Methoden berechnet werden. Im Folgenden wird zwischen statischen, dynamischen und rekursiven Modellen unterschieden.

A.2.1 Statische Modelle

Die Korrelation zwischen zwei oder n Merkmalen kann mit dem klassischen linearen Regressionsmodell funktional beschrieben werden.

$$\underline{y} = \underline{X} \cdot \underline{b} + \underline{e} \quad (\text{A2.1})$$

Es wird davon ausgegangen, dass die Merkmale \underline{y} und \underline{X} einer Stichprobe von m Messwerten

$$\underline{X} = \begin{bmatrix} x_{10} & x_{11} & \cdots & x_{1n} \\ x_{20} & x_{21} & \cdots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{m0} & x_{m1} & \cdots & x_{mn} \end{bmatrix} \text{ (Regressorenmatrix) und } \underline{y} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_m \end{bmatrix} \quad (\text{A2.2})$$

linear voneinander abhängig sind.

Dabei wird \underline{b} als Regressionskoeffizient oder Parametervektor mit

$$\underline{b}^T = [b_0 \quad b_1 \quad \cdots \quad b_n] \quad (\text{A2.3})$$

und

$$\underline{e}^T = [e_1 \quad e_2 \quad \cdots \quad e_m] \quad (\text{A2.4})$$

als Stör- oder Fehlervariable bezeichnet.

Aus Gleichung A2.1 erhält man zu jedem Zeitpunkt $t=1,2,\dots,m$ einen Modellfehler

$$e_t = y_t - \sum_{i=0}^n b_i x_{t,i} \quad (\text{A2.5})$$

mit dem zunächst unbekannten Parametervektor \underline{b} .

Um den Modellfehler so klein wie möglich zu machen, werden die idealen Regressionskoeffizienten durch Minimierung der so genannten Verlustfunktion oder Fehlerquadratsumme bestimmt.

$$J(\underline{b}) = \sum_{i=1}^m \left(y_i - \sum_{i=0}^n b_i x_{i,i} \right)^2 = \|\underline{y} - \underline{X}\underline{b}\|^2 \quad (\text{A2.6})$$

$$\text{mit } \|\underline{y} - \underline{X}\underline{b}\|^2 = (\underline{y} - \underline{X}\underline{b})^T \cdot (\underline{y} - \underline{X}\underline{b})$$

Die Existenz für ein Minimum setzt die Bedingung

$$\frac{\partial J(\underline{b})}{\partial \underline{b}} = 0 \quad (\text{A2.7})$$

voraus. Mit

$$(\underline{X}\underline{b})^T = \underline{b}^T \cdot \underline{X}^T \quad (\text{A2.8})$$

ist

$$J(\underline{b}) = \underline{y}^T \cdot \underline{y} - \underline{y}^T \cdot \underline{X} \cdot \underline{b} - \underline{b}^T \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y} + \underline{b}^T \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{X} \cdot \underline{b} \quad (\text{A2.9})$$

Die Ableitung von Gleichung A2.9 ergibt

$$\frac{\partial J(\underline{b})}{\partial \underline{b}} = -2 \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y} + 2 \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{X} \cdot \underline{b} = 2 \cdot \underline{X}^T (\underline{y} - \underline{X} \cdot \underline{b}) = 0 \quad (\text{A2.10})$$

Durch Auflösung nach dem Parametervektor ergibt sich die Schätzgleichung im Sinne des Least-Square-Schätzers zu

$$\underline{b} = (\underline{X}^T \cdot \underline{X})^{-1} \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y} \quad (\text{A2.11})$$

Als Bedingung für ein Minimum muss $\underline{X}^T \cdot \underline{X}$ invertierbar und

$$\frac{\partial^2 J(\underline{b})}{\partial \underline{b} \partial \underline{b}^T} = 2 \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{X} > 0 \quad (\text{A2.12})$$

gelten.

A.2.2 Dynamische Modelle

Für dynamische Modelle gilt der gleiche mathematische Ansatz wie in Gleichung A2.1 aus Abschnitt A2.1. Im Gegensatz zur statischen Regressorenmatrix \underline{X} besitzt diese Matrix (Beobachtungsmatrix) die Zustände des Ausgangsvektors und je nach Modellstruktur können weiterhin in der Beobachtungsmatrix auch Zustände des Eingangsvektors \underline{y}

definiert sein. Beim kontinuierlichen Modell sind dies die zeitlichen Ableitungen; beim zeitdiskreten Modell sind dies Werte aus vorherigen Abtastschritten.

Kontinuierliches Modell in der LAPLACE-Darstellung:

Eine im LAPLACE-Bereich beschriebene Übertragungsfunktion der Form

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0 + b_1 s + b_2 s^2 + \dots + b_m s^m}{1 + a_1 s + a_2 s^2 + \dots + a_n s^n} \quad (\text{A2.13})$$

wird zunächst in den Zeitbereich transformiert:

$$y(t) + a_1 y^{(1)}(t) + \dots + a_n y^{(n)}(t) = b_0 u(t) + b_1 u^{(1)}(t) + \dots + b_m u^{(m)}(t) \quad (\text{A2.14})$$

$$\Rightarrow y(t) = -a_1 y^{(1)}(t) - \dots - a_n y^{(n)}(t) + b_0 u(t) + b_1 u^{(1)}(t) + \dots + b_m u^{(m)}(t) \quad (\text{A2.15})$$

Da die Ein- und Ausgangssignale für die Parameteridentifikation als Messvektoren vorliegen, wird aus der Differentialgleichung A2.15 dann ein Gleichungssystem der Form

$$\begin{aligned} y(t_1) &= -a_1 y^{(1)}(t_1) - \dots - a_n y^{(n)}(t_1) + b_0 u(t_1) + b_1 u^{(1)}(t_1) + \dots + b_m u^{(m)}(t_1) \\ y(t_2) &= -a_1 y^{(1)}(t_2) - \dots - a_n y^{(n)}(t_2) + b_0 u(t_2) + b_1 u^{(1)}(t_2) + \dots + b_m u^{(m)}(t_2) \\ &\vdots \\ y(t_N) &= -a_1 y^{(1)}(t_N) - \dots - a_n y^{(n)}(t_N) + b_0 u(t_N) + b_1 u^{(1)}(t_N) + \dots + b_m u^{(m)}(t_N) \end{aligned} \quad (\text{A2.16})$$

Das Signalmodell kann in die Matrixschreibweise nach Gleichung (A2.1) gebracht werden, und man erhält den gleichen Ansatz zur Parameteridentifikation wie bei den statischen Modellen mit der Lösungsgleichung.

$$\underline{b} = (\underline{X}^T \cdot \underline{X})^{-1} \cdot \underline{X}^T \cdot \underline{y} \quad (\text{A2.11})$$

Die Beobachtungsmatrix lautet

$$\underline{X} = \begin{bmatrix} -y^{(1)}(t_1) & \dots & -y^{(n)}(t_1) & u(t_1) & u^{(1)}(t_1) & \dots & u^{(m)}(t_1) \\ \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ -y^{(1)}(t_N) & \dots & -y^{(n)}(t_N) & u(t_N) & u^{(1)}(t_N) & \dots & u^{(m)}(t_N) \end{bmatrix} \quad (\text{A2.18})$$

und der Parametervektor ist

$$\underline{b}^T = [a_1 \quad \dots \quad a_n \quad b_0 \quad b_1 \quad \dots \quad b_m] \quad (\text{A2.19})$$

Die Beobachtungsmatrix \underline{X} enthält die Ableitungen der Ein- und Ausgangssignale zu bestimmten Zeitpunkten. In der Regel sind diese Ableitungssignale nicht direkt aus dem Prozess zu gewinnen, deshalb müssen sie auf anderem Wege bereitgestellt werden.

Zeitdiskretes Modell:

Eine allgemeine Darstellung der zeitdiskreten Modellübertragungsfunktion lautet:

$$G(z) = \frac{\hat{b}_0 + \hat{b}_1 z^{-1} + \dots + \hat{b}_m z^{-m}}{1 + \hat{a}_1 z^{-1} + \dots + \hat{a}_n z^{-n}} \quad (\text{A2.19})$$

In Matrizenform unter Annahme einer Störgröße e (ARX-Modell) lässt sich die Gleichung wie folgt umformen:

$$\underline{y} = \underline{M} \cdot \underline{p} + \underline{e} \quad (\text{A2.20})$$

mit

$$\underline{M} = \begin{bmatrix} -y_{k-1} & -y_{k-2} & \dots & -y_{k-n} & u_k & u_{k-1} & \dots & u_{k-m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ -y_{k+N-2} & -y_{k+N-3} & \dots & -y_{k+N-n-1} & u_{k+N-1} & u_{k+N-2} & \dots & u_{k+N-m-1} \end{bmatrix} \quad (\text{A2.21})$$

als Messmatrix und

$$\underline{p}^T = [\hat{a}_1 \quad \hat{a}_2 \quad \dots \quad \hat{a}_n \quad \hat{b}_0 \quad \hat{b}_1 \quad \dots \quad \hat{b}_m] \quad (\text{A2.22})$$

als Parametervektor.

Der Parametervektor \underline{p}^T ergibt über die gleiche Herleitung wie in A2.1 im Sinne der Least-Square-Forderung zu

$$\underline{p} = (\underline{M}^T \cdot \underline{M})^{-1} \cdot \underline{M}^T \cdot \underline{y}. \quad (\text{A2.23})$$

A.2.3 Onlinefähiger Rekursiver Schätzer

Im Gegensatz zu den bisher beschriebenen Identifikationsverfahren, können mit Hilfe des rekursiven Least-Square-Schätzers die Systemparameter während des laufenden Prozesses ermittelt werden. Der Unterschied zu den nicht „online“-fähigen Schätz-Verfahren besteht darin, dass bei der offline Identifikation sämtliche Daten des Versuchs vorliegen müssen. Bei der online Identifikation erfolgt die Berechnung der Parameter zeitgleich mit dem Datenaufkommen durch den Prozessablauf. Auf Grund einer noch geringen Messzeit zu Beginn der Messung ist die Variationsvielfalt der Eingangsvektoren sehr gering. Der Schätzer liefert deshalb zu Beginn einer Messung vergleichbar schlechte Ergebnisse.

Der rekursive Least-Square-Schätzer berechnet mit jeder neuen Messung, basierend auf den bisher identifizierten Parametern, einen aktualisierten Parametervektor. Ausgehend von der

Modellübertragungsfunktion nach Gleichung A.2.19 soll der Parametervektor \underline{p} zum Zeitpunkt k identifiziert werden.

Die Berechnung erfolgt durch eine Minimierung der Differenz zwischen aktuellen Messwert y und dem berechneten Modellwert mit Hilfe des bis zu diesem Zeitpunkt identifizierten Parametervektors.

Das Gauß-Newton-Verfahren liefert den aktuellen Parameterwert zu

$$p(k) = p(k-1) + y(k)H^{-1}(k)d(k)e(k) \quad (A2.24)$$

mit H als Hessematrix des Systems und d als Gradient der Systemantwort des Modells.

Beim rekursiven Least-Square-Verfahren wird die Hessematrix rekursiv über

$$H(k) = H(k-1)[d(k)d^T(k) - H(k-1)] \quad (A2.25)$$

berechnet.

Mit Hilfe eines Vergessensfaktors ν werden aktuelle Messdaten in Bezug auf vergangene Messdaten gewichtet. Dies kann dadurch realisiert werden, indem ein exponentiell abklingender Faktor die Verlustfunktion nach Gleichung A2.6 beeinflusst.

$$J(p) = \sum_{t=1}^m \nu^{m-t} \left(y_t - \sum_{i=0}^n p_i x_{t,i} \right)^2 \quad (A2.26)$$

Damit verliert der Einfluss von alten Messwerten an Bedeutung auf die Identifikation zum aktuellen Zeitpunkt.

Der rekursive Schätzalgorithmus lässt sich wie folgt zusammenfassen:

$$e(k) = y(k) - y_{\text{schätz}}(k) \quad (A2.27)$$

$$L(k) = \frac{P(k-1)d(k)}{d^T(k)P(k-1)d(k) + \nu(k)} \quad (A2.28)$$

$$p(k) = p(k-1) + L(k)e(k) \quad (A2.29)$$

$$P(k) = \frac{1}{\nu(k)} (P(k-1) - L(k)d^T(k)P(k-1)) \quad (A2.30)$$

A.3 Diskretisierung

A.3.1 Diskretisierung des kontinuierlichen Zustandsraummodells

Um ein kontinuierliches Zustandsraummodell mit

$$\dot{\underline{x}} = \underline{A} \cdot \underline{x} + \underline{b} \cdot y \quad (\text{A3.1})$$

als Zustandsgleichung und

$$\underline{y}_f = \underline{C} \cdot \underline{x} + \underline{d} \cdot y \quad (\text{A3.2})$$

als Ausgangsgleichung auf einem Digitalrechner zu implementieren, muss das System diskretisiert werden. Die allgemeine zeitdiskrete Form lautet:

$$\underline{x}((k+1)T_a) = \underline{\phi}(T_a)\underline{x}_k + \underline{H}(T_a)\underline{y}_k \quad (\text{A3.3})$$

und entsprechend

$$\underline{y}_f(kT_a) = \underline{C}\underline{x}_k + \underline{d}\underline{y}_k \quad (\text{A3.4})$$

Lösung der Zustandsdifferentialgleichung

Um eine allgemeine Lösung der Zustandsdifferentialgleichung zu erhalten, wird die inhomogene Zustandsgleichung im Folgenden gelöst. Begründet durch die Form der Produktregel

$$\frac{d}{dt}(e^{-\underline{A}t}\underline{x}(t)) = e^{-\underline{A}t}\dot{\underline{x}}(t) - \underline{A}e^{-\underline{A}t}\underline{x}(t) \quad (\text{A3.5})$$

wird Gleichung A3.1 zunächst mit der Matrix-e-Funktion ($e^{-\underline{A}t}$) multipliziert

$$e^{-\underline{A}t}\dot{\underline{x}}(t) = e^{-\underline{A}t}\underline{A}\underline{x}(t) + e^{-\underline{A}t}\underline{b}y(t) \quad (\text{A3.6})$$

und umgeformt, so ergibt sich:

$$\frac{d}{dt}(e^{-\underline{A}t}\underline{x}(t)) = e^{-\underline{A}t}\underline{b}y(t) \quad (\text{A3.7})$$

Wird das Integral dieser Vektorgleichung von einem Anfangszeitpunkt t_a bis zu einem Zeitpunkt t gebildet, so erhält man

$$\int_{t_a}^t \frac{d}{d\tau} (e^{-A\tau} \underline{x}(\tau)) d\tau = [e^{-A\tau} \underline{x}(\tau)]_{t_a}^t = \int_{t_a}^t e^{-A\tau} \underline{b}y(\tau) d\tau, \quad (\text{A3.8})$$

$$e^{-At} \underline{x}(t) - e^{-At_a} \underline{x}(t_a) = \int_{t_a}^t e^{-A\tau} \underline{b}y(\tau) d\tau. \quad (\text{A3.9})$$

Gleichung (A3.7) wird über die Multiplikation mit e^{At} nach $\underline{x}(t)$ aufgelöst. e^{At} wird auf der rechten Seite unter das Integral gezogen, so dass die allgemeine Lösung der Zustandsdifferentialgleichung

$$\underline{x}(t) = e^{A(t-t_a)} \underline{x}(t_a) + \int_{t_a}^t e^{A(t-\tau)} \underline{b}y(\tau) d\tau, \quad (\text{A3.10})$$

bzw. mit $\underline{\phi}(t) = e^{At}$ als Transitionsmatrix

$$\underline{x}(t) = \underline{\phi}(t - t_a) \underline{x}(t_a) + \int_{t_a}^t \underline{\phi}(t - \tau) \underline{b}y(\tau) d\tau \quad (\text{A3.11})$$

lautet.

Diskretisierung der Zustandsdifferentialgleichung

Da das gemessene Eingangssignal in einem Abtastschritt konstant ist, kann \underline{y} als Treppenfunktion betrachtet werden. Ist der Systemzustand im k -ten Abtastintervall bekannt, so dass der Anfangszeitpunkt auf $t_a = kT_a$ (mit T_a als Abtastzeit) gesetzt werden kann, dann wird aus der allgemeinen Lösung der Zustandsdifferentialgleichung folgender Ausdruck:

$$\underline{x}(t) = \underline{\phi}(t - kT_a) \underline{x}(kT_a) + \int_{kT_a}^t \underline{\phi}(t - \tau) \underline{b}y_k d\tau. \quad (\text{A3.12})$$

Da \underline{y}_k im betrachteten Zeitintervall konstant ist, darf es aus dem Integral herausgezogen werden. Die Abtastfrequenz kann entsprechend hoch gewählt werden, so dass es vollkommen ausreichend ist, wenn das Verhalten in den Abtastzeitpunkten bekannt ist. Der Systemzustand für den nächsten Abtastschritt $t = (k+1) \cdot T_a$ lautet somit

$$\underline{x}((k+1)T_a) = \underline{\phi}(T_a) \underline{x}(kT_a) + \left[\int_{kT_a}^{(k+1)T_a} \underline{\phi}((k+1)T_a - \tau) \underline{b} d\tau \right] \cdot \underline{y}_k \quad (\text{A3.13})$$

Substituiert man nun im Integral

$$(k+1)T_a = T \quad (\text{A3.14})$$

und nachfolgend wieder

$$T = T_a \quad (A3.15)$$

so ergibt sich

$$\underline{x}((k+1)T_a) = \underline{\phi}(T_a)\underline{x}(kT_a) + \left[\int_0^{T_a} \underline{\phi}(T_a - \tau) \underline{b} d\tau \right] \cdot \underline{y}_k \quad (A3.16)$$

Die Matrix $\underline{H}(T_a)$ lässt sich berechnen zu

$$\underline{H}(T_a) = \underline{A}^{-1} \cdot [\underline{\phi}(T_a) - \underline{I}] \underline{b} \quad (A3.17)$$

wobei \underline{I} die Einheitsmatrix darstellt. Mit $\underline{x}_k = \underline{x}(kT)$ wird damit

$$\underline{x}((k+1)T_a) = \underline{\phi}(T_a)\underline{x}_k + \underline{H}(T_a) \cdot \underline{y}_k \quad (A3.18)$$

und entsprechend

$$\underline{y}_f(kT) = \underline{C}\underline{x}_k + \underline{d}\underline{y}_k \quad (A3.19)$$

Grenzwertbetrachtung:

Mit zunehmender Abtastfrequenz ist zunächst anzunehmen, dass das diskrete Zustandsraummodell in das kontinuierliche Modell übergeht. Betrachtet man jedoch die diskrete A-Matrix im Grenzfall $T \rightarrow 0$ so gilt

$$\lim_{T_a \rightarrow 0} \underline{\phi}(T_a) = e^{A0} = \underline{I} \quad (A3.20)$$

Dies bedeutet, dass die diskreten Zustandsgrößen nahezu 1 werden. Der diskrete Eingangsvektor nach Gl. A3.17 geht gegen 0.

$$\lim_{T_a \rightarrow 0} \underline{H}(T_a) = \underline{A}^{-1} \cdot [\underline{I} - \underline{I}] = 0 \quad (A3.21)$$

Soll der Algorithmus auf einem Rechner mit begrenzter Wortlänge gerechnet werden, so kann es gerade bei hohen Abtastfrequenzen zu numerischen Problemen führen. Um dieses Problem zu mildern, stellt Schumacher in [84] die Diskretisierung kontinuierlicher Systeme mit der Delta-Transformation vor. Da der Zielrechner eine Floating-Point-Einheit besitzt, sind hier derartige Fehler nicht zu erwarten.

A.3.2 Diskretisierung der kontinuierlichen Übertragungsfunktion

Um einen in Echtzeit rechenbaren Algorithmus auf einem Digitalrechner zu verarbeiten, wird ein in der kontinuierlichen Form vorliegendes Modell diskretisiert.

Der Zusammenhang zwischen der kontinuierlichen Frequenzvariablen s und der komplexen Variablen z ist durch die Beziehung

$$z = e^{T_A s} \quad (\text{A3.22})$$

mit T_A als Abtastzeit gegeben. Durch Umformung der Gleichung A3.22 folgt für die komplexe Kreisfrequenz

$$s = \frac{1}{T_A} \ln z. \quad (\text{A3.23})$$

Soll die Beziehung als gebrochen rationale Funktion dargestellt werden, so kann die Funktion $\ln(z)$ über eine nach dem 1. Glied abgebrochene Taylor-Reihe entwickelt werden und lautet:

$$s \approx \frac{2}{T_A} \cdot \frac{z-1}{z+1}. \quad (\text{A3.24})$$

In einem anderen Ansatz wird die kontinuierliche Integration

$$\begin{aligned} y(t) &= \int u(t) dt, \quad \frac{dy(t)}{dt} = u(t) \\ G(s) &= \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{1}{s}, \quad y(s) = \frac{1}{s} u(s). \end{aligned} \quad (\text{A3.25})$$

durch die Summation nach der Trapezregel approximiert,

$$\begin{aligned} y_k &= y_{k-1} + T_A \cdot \frac{u_k + u_{k-1}}{2}, \quad y(z) = y(z)z^{-1} + T_A \cdot u(z) \frac{(1+z^{-1})}{2} \\ y(z)(1-z^{-1}) &= T_A \cdot u(z) \frac{(1+z^{-1})}{2}, \quad G(z) = \frac{y(z)}{u(z)} = \frac{T_A}{2} \frac{(1+z^{-1})}{(1-z^{-1})} = \frac{T_A}{2} \frac{(z+1)}{(z-1)}. \end{aligned} \quad (\text{A3.26})$$

so erhält man das gleiche Ergebnis wie durch die Taylorreihenentwicklung.

A.4 Kraftstoffanalyse

	Einheit	Kraftstoffsorte 1 (Sommer)	Kraftstoffsorte 2 (Winter)	Soll lt- DIN EN 228
Eigenschaften:				
Dichte 15 °C	kg/m³	765,7	758,3	720-775
Dampfdruck	KPa	61,0	76,1	45,0-90,0
Siedebeginn	°C	35,7	31,0	-
10 Vol.-%-Pkt.	°C	51,8	45,7	-
30 Vol.-%-Pkt.	°C	71,3	66,3	-
40 Vol.-%-Pkt.	°C	99,9	97,3	-
70 Vol.-%-Pkt.	°C	134,1	132,1	-
90 Vol.-%-Pkt.	°C	161,9	160,1	-
70 °C – Pkt.	Vol.-%	28,9	33,0	22,0-48,0
100 °C – Pkt.	Vol.-%	50,0	51,5	46,0-71,0
150 °C – Pkt.	Vol.-%	82,6	84,2	>75,0
Siedeende	°C	201,2	197,6	<210
Siederückstand	Vol.-%	1,2	1,4	<2
Zusammensetzung:				
Aromaten	Vol.-%	42,5	41,7	<42,0
Benzol	Vol.-%	0,81	0,64	<1,0
MTBE	Vol.-%	11,4	9,9	<15
Alkohole(TBA)	Vol.-%	0,1	0,1	<7
C	Gew.-%	7,1	7,1	-
H	Gew.-%	12,6	12,7	-
O	Gew.-%	0,13	0,11	-
Brennwert (Ho)	MJ/kg	44,34	44,56	-
Heizwert (Hu)	MJ/kg	41,45	41,8	-
Brennwert (Ho) bei 15 °C	MJ/l	33,95	33,79	-
Heizwert (Hu) bei 15 °C	MJ/l	31,85	31,69	